

Ottomotorische Magerbrennverfahren: NO_x- und partikelarme Verbrennung durch neue Zünd- und Einspritzkonzepte

Von der Fakultät für Maschinenbau
der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig

zur Erlangung der Würde

eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)

genehmigte Dissertation

von: Dipl.-Ing. (FH) Franz Berndt
aus: Friedberg (Bayern)

eingereicht am: 19.12.2014
mündliche Prüfung am: 06.03.2015

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Peter Eilts
Prof. Dr.-Ing. Wolfgang Thiemann

2015

Vorwort

In einer synergetischen Kooperation entsteht Neues, das durch die Einzelteile alleine nicht möglich gewesen wäre. In einer solchen Partnerschaft aus Industrie und Hochschulen über ganz Deutschland hinweg entstand diese Arbeit während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter im Labor Verbrennungsmotoren der Hochschule Esslingen.

So möchte ich zunächst Herrn Prof. Dr.-Ing. Peter Eilts herzlich für die Betreuung dieser Arbeit danken. Hierdurch wurde das Vorhaben der Promotion für mich als Absolvent einer Fachhochschule überhaupt erst möglich. Herrn Prof. Dr.-Ing. Wolfgang Thiemann danke ich sehr für sein Interesse an der Arbeit und die Zeit, die er ihr als Korreferent gewidmet hat.

Meinem Vorgesetzten und Freund Prof. Dr.-Ing. Gregor Rottenkolber gilt mein ganz besonderer Dank. Er stand mir nicht nur jederzeit mit Rat und Tat zur Seite, sondern hat auch als Vorbild diese Arbeit geprägt. Ich bedanke mich bei allen Kollegen an der Hochschule Esslingen für die hervorragende Unterstützung. Besonders jedoch danke ich Herrn Walter Rücker, ohne dessen Engagement die Versuche oft nicht durchführbar gewesen wären.

Des Weiteren möchte ich den Mitarbeitern der Daimler AG danken, die dieses Projekt durch Zeit, Know-How und Prüfstandskomponenten unterstützt haben. Hierbei gilt besonderer Dank Herrn Dr.-Ing. Günter Karl für das entgegengebrachte Vertrauen und die Ermöglichung dieses Projektes sowie Herrn Dr.-Ing. Rüdiger Herweg und Dr.-Ing. Dirk Haase für die effektive Zusammenarbeit.

In gleichem Maße danke ich allen studentischen Mitarbeitern, die im Rahmen von Abschlussarbeiten wesentlich zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben. Ich danke Euch für alle Diskussionen und die tolle Zeit am Prüfstand und außerhalb des Labors!

Außerordentlicher Dank gilt meiner Familie: Ich danke meinen Eltern, die mich immer mit hohem Aufwand unterstützt und mein Interesse an Fahrzeugen und Motoren gefördert haben. Für den eingeräumten Freiraum, den liebevollen Rückhalt, aber auch für alles Schöne und Gute, was sie mir im Leben gibt, bin ich meiner Frau Julia von ganzem Herzen dankbar. Zuletzt möchte ich mich herzlichst bei unserer Tochter Nela bedanken, die mir durch ihre anstehende Geburt die finale Motivation gegeben hat, diese Arbeit erfolgreich zu Ende zu bringen.

Esslingen, im März 2015

Franz Berndt

Abstract / Kurzfassung

Die EU strebt eine Senkung der CO_2 -Flottenemissionen auf 95 g/km an. Zusätzlich wird mit der Euro-6 Gesetzgebung erstmals die erlaubte Partikelanzahl für direkteinspritzende Ottomotoren begrenzt. Um diese Anforderungen zu erreichen, müssen alle technischen Möglichkeiten zur Verbesserung von Kraftstoffverbrauch und Emissionen ausgeschöpft werden. Die effektivste Einzelmaßnahme zur Senkung des Kraftstoffverbrauchs bei Ottomotoren stellt ein Betrieb mit Luftüberschuss dar. Neben dem mageren Betrieb mit geschichteter Ladung, der nur im niedrigen Lastbereich sinnvoll Anwendung findet, bergen teilgeschichtete oder rein homogene Brennverfahren bis über die saugmotorische Vollast hinaus Verbrauchsvorteile und die Möglichkeit geringere Partikel als im stöchiometrischen Betrieb zu emittieren. Damit dabei Systeme zur mageren Abgasnachbehandlung möglichst wenig belastet werden, ist es entscheidend, dass minimale NO_X -Rohemissionen erzeugt werden. Bei Luftverhältnissen größer 1,1 sinken Stickoxide aufgrund verringerter Spitzentemperaturen rasch ab. Dies kann genutzt werden bis bei weiterer Ladungsverdünnung das Gemisch die Entflammungs- und Brenngrenze erreicht hat.

Um eine effiziente und gleichzeitig robuste Verbrennung auch bei extremen Verdünnungsraten zu erhalten, wurden in dieser Arbeit die Einflüsse von Direkteinspritzung, Hochfrequenzzündung sowie Ladungsbewegung an einem Einzylinder-Aggregat mit zentraler Injektorlage untersucht. Hierfür standen eine Koronazündanlage und ein 1000 bar fähiges Einspritzsystem zur Verfügung.

Messungen in der Teillast bei indizierten Mitteldrücken zwischen 6 und 10 bar zeigen, dass durch Kraftstoffdrucksteigerungen bis 1000 bar die Partikelemissionen signifikant reduziert werden können. Zusammen mit dem Sauerstoffüberschuss durch die Abmagerung ist gegenüber dem stöchiometrischen Betrieb und 200 bar Kraftstoffdruck eine Senkung der Partikelanzahl von deutlich über 90 % realisierbar. Die Hochfrequenzzündung ermöglicht die Verbesserung des Zündprozesses durch eine großvolumige Koronaentladung und erreicht mit verkürztem Brennverzug deutlich höhere Abmagerungsraten. Während mit gesteigerter Ladungsbewegung die Entflammung durch die Funkenzündung wegen des Flammenhaltereffekts begünstigt wird, schrumpft der Vorteil der Hochfrequenzzündung gegenüber dem Standardzündsystem. Die intensive Strömung führt hier zu einer Verwehung der Ladungsträger aus dem inhomogenen elektrischen Feld und somit für eine verkleinerte Einflusszone. Jedoch weist die Koronazündung in keinem der untersuchten Fälle schlechtere Abmagerungsraten als das Funkenzündsystem auf.

Mit einer richtig positionierten Minimalmengeneinspritzung kurz vor Zündzeitpunkt ist es darüber hinaus möglich sehr magere Grundgemische sicher zu zünden. Mit frühen Verbrennungslagen und erhöhter Ladungsbewegung kann in dieser Betriebsart die zweite Verbrennungshälfte durch einen beschleunigten Massenumsatz unterstützt werden, was eine effektive Verbrennung bis hin zu Abmagerungsraten von $\lambda = 2,5$ ermöglicht. Beim Betriebspunkt 2000 min⁻¹ und 6 bar pmi können mit dieser Strategie Stickoxidemissionen kleiner als 1 g/kWh und ein Kraftstoffverbrauch von 206 g/kWh realisiert werden.

Bei Hochlastuntersuchungen steht als zusätzliche Zielgröße ein reduziertes Klopfverhalten im Vordergrund. Durch Einsatz der Hochfrequenzzündung kann wegen eines kürzeren Brennverzuges mit kleineren zyklischen Standardabweichungen die Klopfneigung stark verringert werden. Dieser Effekt macht sich vor allem bei erschweren Zündbedingungen im Mageren positiv bemerkbar. Unter Verwendung der teilgeschichteten Einspritzstrategie wird die Entflammung noch reproduzierbarer. Die Möglichkeit der Applikation deutlich früherer Schwerpunktlagen, kombiniert mit den Effekten des schnelleren Massenumsatzes durch erhöhte Ladungsbewegung ermöglichen bei 2000min⁻¹ und 14bar pmi einen Kraftstoffverbrauch von unter 200g/kWh. Gleichzeitig werden sehr gute Stickoxidwerte (<3 g/kWh) und noch geringere Partikelemissionen als in der Teillast erreicht.

Insgesamt stellt der Magerbetrieb im gesamten Kennfeld erhöhte Anforderungen an Entflammung und Verbrennung. Die Hochfrequenzzündung, genauso wie ein Einspritzsystem mit der Fähigkeit zur Kraftstoffdrucksteigerung, können erheblich dazu beitragen die Magerlauffähigkeit von Ottomotoren zu verbessern. Durch eine zielgerichtete Anwendung der in dieser Arbeit erstmals gemeinsam betrachteten Einflussgrößen wird die Verbrennung sehr magerer Gemische effektiver und robuster, wodurch die Zielgrößen CO_2 , Partikel und Stickoxide gleichzeitig gesenkt werden können.

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	IX
Tabellenverzeichnis	XIII
Verwendete Abkürzungen und Formelzeichen	XIV
1 Einleitung	1
2 Grundlagen und Kenntnisstand	5
2.1 Direkteinspritzender Ottomotor	5
2.1.1 Betriebsarten zur Realisierung von Magerbrennverfahren . . .	6
2.1.2 Abgasemissionen	12
2.2 Zündung	19
2.2.1 Einteilung verschiedener Plasmazustände	21
2.2.2 Spulenzündung mit Zündkerze - heißes Plasma	24
2.2.3 Hochfrequenzzündung - kaltes Plasma	25
2.3 Flammenkernbildung und Verbrennung	28
2.3.1 Laminare Brenngeschwindigkeit	28
2.3.2 Turbulente Skalen	30
2.3.3 Turbulente Brenngeschwindigkeit und Flammenkernbildung . .	31
2.3.4 Turbulenzgenerierung	36
2.3.5 Klopfende Verbrennung	38
2.4 Hochdruckeinspritzung am Ottomotor	40
2.4.1 Grundlagen der Gemischbildung	40
2.4.2 Einfluss eines gesteigerten Einspritzdrucks	42
3 Zielsetzung der Arbeit	45
4 Experimentelle Randbedingungen	47
4.1 Versuchsträger und Messtechnik	47
4.1.1 Thermodynamisches Einzylinderaggregat	47
4.1.2 Prüfstandsperipherie	49
4.1.3 Optische und hydraulische Analysemethoden	50

4.2	Komponenten und Voruntersuchungen	53
4.2.1	Hochfrequenzzündsystem	53
4.2.2	Hochdruckeinspritzung	60
4.2.3	Externe Erzeugung von Ladungsbewegung	67
5	Numerische Simulation	71
6	Grundsätzliche Schichtfähigkeit	77
6.1	Betriebsstrategie Schichtbrennverfahren	77
6.2	Einfluss des Kraftstoffdrucks	80
6.3	Robustheitsuntersuchungen	84
7	Magerbrennverfahren in der Teillast	89
7.1	Analyse der Abmagerungsfähigkeit	89
7.1.1	Einfluss des Kraftstoffdrucks	89
7.1.2	Einfluss der Ladungsbewegung	95
7.2	Verbesserte Abmagerungsfähigkeit durch Kompressionshubeinspritzung	106
7.2.1	Einfluss von Mengenaufteilung und Differenzwinkel	107
7.2.2	Abmagerungsfähigkeit	109
7.2.3	Maßnahmen zur Unterstützung der zweiten Verbrennungshälfte	112
7.3	Abmagerung in Verbindung mit Abgasrückführung	117
7.4	Zusammenfassender Betriebsartenvergleich	121
8	Magerbrennverfahren an aufgeladenen Betriebspunkten	125
8.1	Zündsystemvergleich Klopfverhalten	125
8.2	Einfluss von Einspritzstrategie und Ladungsbewegung	129
9	Zusammenfassung	137
Anhang		141
A.1	Grundlegender Aufbau und Funktion der Zündsysteme	141
A.1.1	Spulenzündung	141
A.1.2	Hochfrequenzzündung	142
A.2	Daten Einzylindermotor und Messtechnik	145
A.2.1	Messstellenplan	145
A.2.2	Datenblatt Messtechnik	146
A.3	Sprayabgleich für numerische Simulation	147
Literatur		149

Abbildungsverzeichnis

2.1	Kennfeld des Ottomotors	6
2.2	Vergleich wand-, luft- und strahlgeführter Schichtbrennverfahren [101]	9
2.3	Emissionen eines homogen betriebenen Ottomotors über λ	17
2.4	Vergleich der Moleküle n-Oktan (links) und iso-Oktan (rechts)	20
2.5	Temperaturverteilungen in Plasmen	22
2.6	Qualitative Paschenkurven verschiedener Gase	24
2.7	Skizze einer Koronaentladung bei Spitze-Platte Anordnung	26
2.8	S_{10} für Benzin	29
2.9	Phasen der Flammenkernbildung nach [49]	34
2.10	Einfluss großskaliger Strömungsformen auf Zündsysteme	35
2.11	Lage der Ladungsbewegungsformen im Brennraum	37
2.12	Schema des Strahlzerfalls	41
4.1	Schematischer Aufbau Einspritzkammer / Verfahrensvergleich	50
4.2	Schema des Injection Analyzers nach [78]	52
4.3	Schema Transparentaggregat	53
4.4	Spannungs - Stromverlauf bei einer Koronaentladung	55
4.5	Zündervarianten (3/2 Elektroden spitzen)	55
4.6	Vergleich verschiedener Elektrodenkonfigurationen, Einfluss der Entladungsdauer: Abmagerungskurven; 2000 min ⁻¹ / 3 bar p _{mi}	56
4.7	Position der Zündquellen im Brennraum	57
4.8	Variation der Zünderspannung ($\lambda = 1, 0$; $\lambda = 1, 5$; Schicht); 2000 min ⁻¹ / 3 bar p _{mi}	58
4.9	Optischer Vergleich Zünderspannung; $\lambda = 1, 0$ / 2000 min ⁻¹ / 3 bar p _{mi}	58
4.10	Variation der Entladungsdauer ($\lambda = 1, 0$; $\lambda = 1, 5$; schicht); 2000 min ⁻¹ / 3 bar p _{mi}	59
4.11	Fließplan Hochdrucksystem und Abschätzung der Pumpenreibung . .	61
4.12	Einspritzmenge in Abhängigkeit der Einspritzzeit	63
4.13	Strahleindringtiefe in Abhängigkeit des Einspritzdrucks für verschiedene Kammerdrücke	64
4.14	Schattenrißaufnahmen für verschiedene Einspritz- und Gegendrücke bei 10 mg Kraftstoffmasse (Einspritzende)	65

4.15	Mie-Streulichtaufnahmen für verschiedene Einspritzdrücke bei 6 bar Kammerdruck und 10 mg Kraftstoffmasse (Einspritzende)	66
4.16	Injektorausrichtung im geschichteten Betrieb; 2000 min ⁻¹ / 3 bar p _{mi} .	66
4.17	Kanaleinbauten zur Erzeugung von Ladungsbewegung	68
4.18	Strömungsprüfstand: Momentenmessgerät nach Tippelmann [118] . .	69
4.19	Am stationären Strömungsprüfstand ermittelte Kennzahlen	70
5.1	Verwendete Größen zum Abgleich der Einspritzsimulation mit Kam- mermessungen	74
6.1	Einspritzstrategievergleich im geschichteten Betrieb (p _{Kr} =600 bar) . .	78
6.2	Applikationsparameter im Schichtbetrieb	78
6.3	Applikationsparameter Schichtbrennverfahren; 2000 min ⁻¹ / 3 bar p _{mi}	79
6.4	Einfluss des Kraftstoffdrucks auf Laufruhe und Umsatzgeschwindig- keit; 2000 min ⁻¹ / 3 bar p _{mi}	81
6.5	Einfluss des Kraftstoffdrucks auf turbulente kinetische Energie; 2000 min ⁻¹ / 3 bar p _{mi} (Simulation) / DWE=3 °KW / $ti_1 = ti_2$	81
6.6	Kraftstoffverteilung zum Zündzeitpunkt (ZZP) in Abhängigkeit des Kraftstoffdrucks; 2000 min ⁻¹ / 3 bar p _{mi} (Simulation) / DWE=3 °KW / $ti_1 = ti_2$	82
6.7	Einfluss des Kraftstoffdrucks auf Partikel- und HC-Emissionen; 2000 min ⁻¹ / 3 bar p _{mi}	83
6.8	Zündungsvergleich Robustheitskennfeld COV; 2000 min ⁻¹ / 3 bar p _{mi} / p _{Kr} : 600 bar	84
6.9	Zündungsvergleich Robustheitskennfeld Brennverzug; 2000 min ⁻¹ / 3 bar p _{mi} / p _{Kr} : 600 bar	85
6.10	Zündungsvergleich Flammenentwicklung (DWE 0°, 3°, 6°); 2000 min ⁻¹ / 3 bar p _{mi} / 6 °KW nach ZZP (Transparentaggregat)	86
6.11	Zündungsvergleich Robustheitskennfeld Kraftstoffverbrauch (H50%); 2000 min ⁻¹ / 3 bar p _{mi} / p _{Kr} : 600 bar	87
6.12	HF-Zündung: Partikel (NO _x); 2000 min ⁻¹ / 3 bar p _{mi}	87
7.1	Zündsystemvergleich: COV für verschiedene Kraftstoffdrücke über Lambda; 2000 min ⁻¹ / 6 bar p _{mi}	90
7.2	Zündsystemvergleich: Brennverzug für verschiedene Kraftstoffdrücke über Lambda; 2000 min ⁻¹ / 6 bar p _{mi}	91
7.3	HF-Zündung: Turbulenzeinfluss auf Flammenkernbildung (Schema) .	92
7.4	Turbulente kinetische Energie (TKE) im Brennraum vor oberer Tot- punkt (OT); 12 mg / 2000 min ⁻¹ (Simulation)	93

7.5	Zündsystemvergleich: Brenndauer für verschiedene Kraftstoffdrücke über Lambda; 2000 min ⁻¹ / 6 bar p _{mi}	94
7.6	Zielgrößen für verschiedene Kraftstoffdrücke über NO _x ; 2000 min ⁻¹ / 6 bar p _{mi} (Hochfrequenzzündung)	94
7.7	Einfluss der Ladungsbewegung (Drall (D) und Tumble (T)) auf die Verbrennungsstabilität; 2000 min ⁻¹ / 6 bar p _{mi} / p _{Kr} : 600 bar	96
7.8	Einfluss der Ladungsbewegung auf den Koronaspennungsverlauf	97
7.9	Zündkerze: Einfluss der Ladungsbewegung auf die Entflammung; 2000 min ⁻¹ / 3 bar p _{mi}	97
7.10	HF-Zündung: Einfluss der Ladungsbewegung auf die Entflammung; 2000 min ⁻¹ / 3 bar p _{mi}	98
7.11	Einfluss der Ladungsbewegung auf Verlustgrößen; 2000 min ⁻¹ / 6 bar p _{mi} / p _{Kr} : 600 bar	98
7.12	Einfluss der Ladungsbewegung auf die Stickoxidbildung; 2000 min ⁻¹ / 6 bar p _{mi} / p _{Kr} : 600 bar	99
7.13	Vergleich Gastemperaturen ohne und mit (T) erhöhter Ladungsbewegung $\lambda = 1,1$ und $\lambda = 1,5$; 2000 min ⁻¹ / 6 bar p _{mi}	100
7.14	Vergleich der Temperaturerhöhung des ersten verbrannten Elements (tvE1) mit der konst. Temperatur im Verbrannten (tv) ohne und mit (T) erhöhter Ladungsbewegung; 2000 min ⁻¹ / 6 bar p _{mi}	102
7.15	Vergleich der NO-Bildungszeit für das chemische Gleichgewicht bei Temperaturerhöhung des ersten verbrannten Elements (tvE1) und konst. Temperatur im Verbrannten (tv) ohne und mit (T) erhöhter Ladungsbewegung; 2000 min ⁻¹ / 6 bar p _{mi}	103
7.16	Modell des Turbulenzeinflusses auf die Stickoxidbildung	104
7.17	Einfluss der Ladungsbewegung auf den Kraftstoffverbrauch (Zielgrößenendarstellung); 2000 min ⁻¹ / 6 bar p _{mi}	105
7.18	Schema der Einspritzstrategien	106
7.19	Zündsystemvergleich Strategie B: Variation der Applikationsparameter; 2000 min ⁻¹ / 6 bar p _{mi} / p _{Kr} : 600 bar	107
7.20	HF-Zündung Strategie B: Variation der Applikationsparameter; 2000 min ⁻¹ / 6 bar p _{mi} / p _{Kr} : 600 bar	108
7.21	Vergleich der Einspritzstrategien (relative Standardabweichung (COV), Brennverzug); 2000 min ⁻¹ / 6 bar p _{mi} / p _{Kr} : 600 bar	109
7.22	Vergleich der Einspritzstrategien (Brennverlauf, bi); 2000 min ⁻¹ / 6 bar p _{mi} / p _{Kr} : 600 bar	110
7.23	Vergleich der Einspritzstrategien (NO _x , Partikel); 2000 min ⁻¹ / 6 bar p _{mi} / p _{Kr} : 600 bar	111

7.24	Vergleich der Schwerpunktlagen (Brennverlauf, HC); 2000 min ⁻¹ / 6 bar p _{mi} / p _{Kr} : 600 bar	113
7.25	Vergleich der Schwerpunktlagen (bi, NO _x); 2000 min ⁻¹ / 6 bar p _{mi} / p _{Kr} : 600 bar	113
7.26	Einfluss der Ladungsbewegung (Brenndauer, HC); 2000 min ⁻¹ / 6 bar p _{mi} / p _{Kr} : 600 bar	115
7.27	Einfluss der Ladungsbewegung (bi, NO _x); 2000 min ⁻¹ / 6 bar p _{mi} / p _{Kr} : 600 bar	116
7.28	Zündsystemvergleich: Kombination von Abmagerung und Abgasrückführung (AGR): Kraftstoffverbrauch, COV; Strat. A / 2000 min ⁻¹ / 6 bar p _{mi} / p _{Kr} : 600 bar; T-: Ohne Tumbleeinlagen / T+: Mit Tumbleeinlagen .	117
7.29	HF-Zündung: Kombination von Abmagerung und AGR: p _{mi,LW} , Emissionen; Strat. A / 2000 min ⁻¹ / 6 bar p _{mi} / p _{Kr} 600 bar	118
7.30	HF-Zündung: Kombination von Abmagerung und AGR: Kraftstoffverbrauch, p _{mi,LW} ; Strat. B / 2000 min ⁻¹ / 6 bar p _{mi} / p _{Kr} : 600 bar .	119
7.31	HF-Zündung: Kombination von Abmagerung und AGR: HC, Brennverzug; Strat. B / 2000 min ⁻¹ / 6 bar p _{mi} / p _{Kr} 600 bar	120
7.32	Vergleich der Betriebsarten am jeweiligen Optimum: Zielgrößen; 2000 min ⁻¹ / 6 bar p _{mi} / p _{Kr} : 600 bar	122
7.33	Betriebsartenvergleich anhand einer Verlustteilung	123
8.1	Signale zur Bewertung klopfender Verbrennung	126
8.2	Statistische Betrachtung der Zündsystemunterschiede im Klopfverhalten; 10000 Arbeitsspiele / 2000 min ⁻¹ / 15 bar p _{mi} / λ = 1,0 . . .	127
8.3	Zündsystemvergleich: COV und Klopfintensität über Lambda; 2000 min ⁻¹ / 14 bar p _{mi} / p _{Kr} : 600 bar	128
8.4	Zündsystemvergleich: Schwerpunktlage und Kraftstoffverbrauch über Lambda; 2000 min ⁻¹ / 14 bar p _{mi} / p _{Kr} : 600 bar	128
8.5	Zündsystemvergleich: COV über Lambda mit unterschiedlicher Ladungsbewegung; 2000 min ⁻¹ / 14 bar p _{mi} / p _{Kr} : 600 bar	130
8.6	Zündsystemvergleich: H50 über Lambda mit unterschiedlicher Ladungsbewegung; 2000 min ⁻¹ / 14 bar p _{mi} / p _{Kr} : 600 bar	132
8.7	Ausbrand und erforderlicher Saugrohrdruck über Lambda mit unterschiedlicher Ladungsbewegung; 2000 min ⁻¹ / 14 bar p _{mi} / p _{Kr} : 600 bar	133
8.8	Zündsystemvergleich: H50 über Lambda mit unterschiedlicher Ladungsbewegung; 2000 min ⁻¹ / 14 bar p _{mi} / p _{Kr} : 600 bar	134
8.9	H50 Variation; 2000 min ⁻¹ / 14 bar p _{mi} / λ = 1,9	134
A.1	Schematischer Aufbau Spulenzündanlage - Zündfunke	141

A.2	Verlauf von Spannung und Strom während der Zündfunkenentladung	142
A.3	Schematischer Aufbau Hochfrequenzzündung	143
A.4	Messstellenplan Einzylindermotor	145
A.5	Eindringtiefe Messung - Simulation für verschiedene Kraftstoffdrücke	147
A.6	Spraybild Messung - Simulation für pKr: 600 bar	147

Tabellenverzeichnis

1.1	Abgasgrenzwerte für PKW-Motoren in der Euro 6 Norm [121]	2
4.1	Technische Spezifikationen Einzylinder-Forschungsmotor	47
4.2	Düseneigenschaften Mehrlochinjektor	62
4.3	Austrittsgeschwindigkeiten in Abhängigkeit des Einspritzdrucks (bei einem Gegendruck von 1 bar)	63
A.1	Datenblatt Messtechnik	146

Verwendete Abkürzungen und Formelzeichen

Abkürzungen

AGR	Abgasrückführung
ASP	Arbeitsspiele
bi	indizierter spezifischer Kraftstoffverbrauch
BPI	Bowl-Piston-Injection
CO	Kohlenmonoxid
CO₂	Kohlendioxid
COV	relative Standardabweichung
DES	Schichtbrennverfahren
DWE	Differenzwinkel Einspritzung
GDI	gasoline direct injection
GOT	Gaswechsel-OT
H	Wasserstoff
H₂O	Wasser
HC	unverbrannte Kohlenwasserstoffe
H50	Verbrennungsschwerpunkt
HF	Hochfrequenz
HOS	homogen schicht
KI	Klopintensität
KW	Kurbelwinkel
LED	Leuchtdiode
LMM	Luftmassenmesser
LMK	Luftsammler
MLD	Mehrlochdüsen
N	Stickstoff
NO	Stickstoffmonoxid
NO₂	Stickstoffdioxid
NO_x	Stickoxide
O	Sauerstoff

OT	oberer Totpunkt
PKW	Personenkraftwagen
SCR	Selective Catalytic Reduction
SMD	Mittlerer Sauterdurchmesser
TKE	Turbulente kinetische Energie
VCO	Voltage Controlled Oscillator
ZK	Zündkerze
ZOT	Zünd-OT
ZZP	Zündzeitpunkt

Lateinische Symbole:

Symbol	Einheit	Bezeichnung
a	m/s	Schallgeschwindigkeit
A	m^2	Kolbenfläche
A	m^2	Flammenoberfläche
B	-	Koeffizienten für laminare Brenngeschwindigkeit
C	F	Kapazität
C	-	Faktor turbulente Brenngeschwindigkeit
c	m/s	Strömungsgeschwindigkeit
c_p	$J/Kg \cdot K$	spezifische isobare Wärmekapazität
D	-	Drallzahl
d_T	mm	Tröpfchendurchmesser
f	m^2	Querschnittsfläche
F	-	Molenbruch Inertgas
I_0	-	Faktor für Einfluss Flammenstreckung
K	mm^2/s	Streckrate
Ka	-	Karlovitz-Zahl
k	-	Geschwindigkeitskoeffizient chemische Reaktion
L	H	Induktivität
l	m	Wirbelgröße
l_0	m	integrales Längenmaß
l_T	m	Taylor Mikrolängenmaß
l_K	m	Kolmogorov Längenmaß
m	-	Exponent turbulente Brenngeschwindigkeit
M	Nm	Drehmoment
\dot{m}	kg/s	Massenstrom
n	min^{-1}	Drehzahl
n	-	Ladungsträgerzahl, Trägerdichte des Plasmas
Oh	-	Ohnesorge Zahl
p	bar	Druck
P	W	Leistung
Q	C	Ladung
R	Ω	Widerstand
r	mm	Radius
Re	-	Reynoldszahl
S	cm/s	Brenngeschwindigkeit
St		Stokes-Number
t_c	s	Zeitskala für chemische Prozesse

Symbol	Einheit	Bezeichnung
t_i	ms	Einspritzzeit
t_K	s	Kolmogorovzeitskala
t_O	s	Charakteristische Zeitskala für die Flammenentwicklung im Strömungsfeld
tp	ms	Einspritzpause
T	-	Tumblezahl
T	K	Temperatur
U	V	Spannung
\bar{U}	m/s	großskalige gemittelte Strömung
u'	m/s	Turbulenz
v	m/s	Geschwindigkeit
We	-	Weberzahl
w	J	Verdichterarbeit
$y+$	-	Grenzschichtcharakteristikum

Griechische Symbole:

Symbol	Einheit	Bezeichnung
α	-	Durchströmzahl
α	-	Temperaturabhängigkeit Brenngeschwindigkeit
β	-	Druckabhängigkeit Brenngeschwindigkeit
γ	-	negativer Ionisierungskoeffizient
δ	-	positiver Ionisierungskoeffizient
δ_l	m	laminare Flammenfrontdicke
ϵ	-	Verdichtungsverhältnis
ζ	m	freie Wellenlänge
η	Ns/m^2	dynamische Viskosität
η	-	Wirkungsgrad
κ	-	Isentropenexponent
λ	-	Kraftstoff-Luft-Verhältnis
ρ	kg/m^3	Dichte
σ	N/m	Oberflächenspannung
τ_a	s	dynamische Relaxationszeit
τ_G	s	charakteristische Zeitskala
ϕ		Kurbelwinkel
ω	s^{-1}	Eigenfrequenz Schwingkreis

Indizes

Index	Bedeutung
0	Referenzbedingungen
0'	Nach Verdichter
1	erste Einspritzung
2	zweite Einspritzung
6	Index Abgas
6'	vor Turbine
A	Abgas
ax	axial
cyl	Zylinder
C	Kapazität
(D)	mit Dralleinlagen
E	Massenelement
e	effektiv
e	Elektronen
ges	gesamt
Gr,th	Gleichraumprozess thermisch
i	indiziert
i	Ionen
K	Kolben
K	Flammenkern
Kr	Kraftstoff
L	Induktivität
L	Luft
l	laminar
m	gemittelt
Mot	Motor
r	Reibung
rel	relativ
ro	Rohr
s	isentropische Durchströmung
s	spezifisch
saug	Saugrohr
T	Turbine
(T)	mit Tumbleeinlagen
t	turbulent
uv	unverbrannt

Index	Bedeutung
V	Verdichter
v	verbrannt
vDK	vor Drosselklappe
z	Zylinderhochachse
zen	zum Zentrum

1 Einleitung

Vor rund 125 Jahren legten Pioniere wie Nikolaus Otto, Carl Benz oder Rudolf Diesel mit ihren Erfindungen zu Verbrennungsmotoren und Kraftfahrzeugen den Grundstein für den motorisierten Verkehr. Bis heute prägen auf diesen Ideen basierende Maschinen und Fahrzeuge unser gemeinschaftliches Zusammenleben. Beispielsweise wäre ein globalisierter Handel oder Transport ohne diese Technologien undenkbar. Jedoch sind trotz des immensen Nutzens immer mehr auch negative Folgeerscheinungen spürbar. Mit seinem Anteil von rund 13% leistet der globale Straßenverkehr nach Berichten des UN-Weltklimarats [125] einen erheblichen Beitrag an dem stetigen Anstieg anthropogener Kohlendioxidemissionen. Gleichzeitig geht dies mit einer zunehmenden Ressourcenverknappung einher. Um den steigenden Bedarf an Kraftstoff zu decken, müssen immer neue Öl- und Gasquellen gefunden und erschlossen werden [2], was teilweise mit großen Umweltrisiken verbunden ist.

Längst hat sich durch die fortschreitende Industrialisierung und die steigenden Einkommensverhältnisse die individuelle Mobilität auch in Schwellenländern zu einem Grundbedürfnis entwickelt. In diesen Staaten konnte von 2011 auf 2012 ein Anstieg des CO₂-Ausstoßes von bis zu 10% verzeichnet werden. Und obwohl in Staaten, die das Kyotoprotokoll ratifiziert haben, seit 1990 eine Verminderung bei der Emission dieses Treibhausgases stattfindet, führte dies im Jahr 2011 global zu einem Plus von 3% [91]. In Indien waren im Jahre 2011 bei 1,2 Milliarden Einwohner dennoch nur 2,3 Millionen Personenkraftwagen zugelassen. Dies lässt vermuten, wie stark bei derzeitigem Wirtschaftswachstum dieser Länder die globale Anzahl zugelassener Kraftfahrzeuge noch steigen kann. Eine weitere Prognose zeigt, dass sich der jährliche Absatz von Personenkraftwagen bis 2025 um ein Drittel auf 92,5 Millionen erhöhen wird [35]. Dieser Wunsch nach Mobilität stellt eine große Herausforderung für Politik und Automobilhersteller dar und macht das Erreichen der geforderten Ziele zum Klimaschutz zu einer Notwendigkeit.

Angesichts dieses Handlungsbedarfs hat sich die Automobilindustrie Europas mit den Gesetzgebern darauf geeinigt, die durchschnittliche CO₂-Emission neuer Personenkraftwagen bis zum Jahr 2020 auf 95g/km zu senken [121]. Gleichzeitig dürfen aber nicht nur "globale" Emissionen wie Kohlendioxid im Fokus der Entwickler stehen. Denn vor allem "lokale" Schadstoffe wie Stickoxide und Feinstaub betreffen die direkte Umgebung der Emittenden und somit die Gesundheit der Menschen in

Tabelle 1.1: Abgasgrenzwerte für PKW-Motoren in der Euro 6 Norm [121]

	in mg/km				in 1/km
	CO	NO _x	HC	Partikelmasse	Partikelanzahl
Benzin	1000	60	100	4,5	6,0x10 ¹² ¹
Diesel	500	80	170	4,5	6,0x10 ¹¹

unmittelbarer Nähe des Verkehrsgeschehens. Hierzu tritt ab September 2014 in Europa eine neue Abgasnorm (EU-Stufe 6) in Kraft, deren Grenzwerte in Tabelle 1.1 aufgelistet sind [121], [23].

Die Erfüllung dieser Anforderungen bei gleichzeitiger Verbesserung des Wirkungsgrades stellt eine große Herausforderung dar, sodass Ingenieure mehr denn je gefordert sind, Lösungen für die Antriebe von morgen zu finden. Die wohl wirkungsvollste Möglichkeit vor allem lokale Emissionen zu senken, ist die konsequente Entwicklung von Elektrofahrzeugen. Und obwohl diese mit großer Wahrscheinlichkeit die Zukunft der Mobilität darstellen, ist deren Einsatz bei gesamtheitlicher Betrachtung der Energieketten noch nicht zwingend sinnvoll. Neben den hohen Kosten und geringen Reichweiten ist die CO₂-Bilanz eines Elektrofahrzeuges beim derzeitigen Mix der zur Stromerzeugung verwendeten Primärenergien schlechter als die eines modernen Fahrzeuges mit Verbrennungsmotor [115]. Anteil daran tragen auch die Wirkungsgrade der für ein Elektrofahrzeug nötigen, mehrmaligen Energieumwandlung. Kurz- und mittelfristig stellt somit der Verbrennungsmotor die effizienteste und wirtschaftlichste Antriebsquelle für den Individualverkehr dar. Wenn die vorhandenen Potenziale zur Optimierung dieser Antriebe ausgeschöpft werden, können sie einen großen Anteil an einem ressourcenschonenden, klimafreundlicherem Verkehr leisten.

Beim Ottomotor liegt großes Potenzial in mageren Brennverfahren, welche unter Anderem als maßgebliche Verlustquelle die nötige Androsselung des Luftmassenstromes reduzieren. Dies ist darin begründet, dass für die Umsetzung des Luftüberschusses die Drosselklappe weiter geöffnet werden muss. Eine Besonderheit stellt darunter der Betrieb mit geschichteter Ladung dar, bei dem der Motor weitestgehend entdrosselt wird. Der für das Erreichen einer bestimmten Last benötigte Kraftstoff wird dann erst kurz vor dem Zündzeitpunkt eingespritzt. Dieses Brennverfahren ist als wirkungsvollste Einzelmaßnahme zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs bei Ottomotoren bekannt [7], [66], [107], [116]. Allerdings führt die Notwendigkeit einer engen zeitlichen Koppelung von Einspritzung und Zündung zu lokal fetten Zonen und dadurch, vor allem mit steigenden Lasten, zu verstärkter Partikelbildung. Tabelle 1.1

¹Drei Jahre nach Einführung soll der Grenzwert wie bei Dieselmotoren 6,0x10¹¹ betragen.

zeigt hingegen, dass in der zukünftigen Abgasnorm erstmals die Partikelanzahl für direkt einspritzende Ottomotoren reglementiert wird, weshalb ein Schichtbrennverfahren nur bei niedrigen Lasten angewendet werden kann. Darüber hinaus gerät das Gemisch bei den größeren Einspritzmengen und somit sinkenden Luftverhältnissen in immer weiteren Bereichen des Brennraumes außerhalb der Zündgrenzen.

Im Anschluss daran bergen homogene Magerbrennverfahren in weiten Kennfeldbereichen bis über die saugmotorische Volllast großes Potenzial zur CO_2 -Reduzierung [68]. Zusätzlich kann, im Vergleich zu einem Betrieb mit stöchiometrischem Luftverhältnis, eine Rückoxidation der Partikelemissionen durch den Überschuss an Sauerstoff erwartet werden. Die prinzipiell einfache Umsetzbarkeit eines solchen Brennverfahrens führte bereits in den achtziger Jahren zur Untersuchung von Magermotoren [88]. Striktere Abgasnormen hinsichtlich toxischer Emissionen machten jedoch den Einsatz eines 3-Wege Katalysators unverzichtbar [77]. Da NO_x -Emissionen im mageren Betrieb damit nicht mehr reduzierbar sind, musste am $\lambda = 1$ Konzept festgehalten werden. Zwischenzeitlich führte das große Potenzial von Schichtmotoren zur Entwicklung von NO_x -Speicherkatalysatoren [7], [66] [126]. Notwendige Regenerationszyklen bewirken allerdings eine Verringerung des Kraftstoffverbrauchsvorteils. Für die Umsetzung magerer Brennverfahren muss es deswegen das Ziel sein, möglichst wenig Stickoxidemissionen zu erzeugen.

Wird der Ottomotor homogen mit Luftüberschuss betrieben, steigen NO_x -Rohemissionen durch den Sauerstoffüberschuss zunächst an, ehe sie bei höher verdünnten Gemischen wegen verringerter Spitzentemperaturen wieder absinken. Dies kann genutzt werden, bis bei weiterer Ladungsverdünnung das Gemisch die jeweilige Entflammungs- und Brenngrenze erreicht. Die Folge sind Aussetzer oder ein durch unvollständige und verschleppte Verbrennung ansteigender Kraftstoffverbrauch.

Für die erfolgreiche Umsetzung eines Magerbrennverfahrens ist es somit zwingend erforderlich, diese Grenzen zu erweitern, um die magere Abgasnachbehandlung so wenig wie möglich zu belasten. Entscheidende Faktoren hierfür stellen unter anderem Einspritzung, Zündung und Zylinderinnenströmung mit ihren Einflüssen auf die Stabilität von Entflammung und Verbrennung dar. Durch ein erweitertes Verständnis dieser Einflussgrößen soll die Verbrennung sehr magerer Gemische verbessert und dabei die Zielgrößen CO_2 , Partikelemissionen und Stickoxide gleichzeitig gesenkt werden.

2 Grundlagen und Kenntnisstand

2.1 Direkteinspritzender Ottomotor

Der gemischsansaugende Ottomotor kann eine mehr als hundertjährige Erfolgsgeschichte vorweisen. Jedoch ist durch das Bestreben die Motoren effizienter zu gestalten und wegen der, in Verbindung mit der elektronischen Motorsteuerung möglichen, Flexibilitäten der Einspritzstrategien die Direkteinspritzung für Benzinmotoren wiederentdeckt worden. Bereits im Jahr 1916 wurde eine mechanische Benzin-Direkteinspritzung von der Firma Junkers [7] praktisch umgesetzt. Seit der Serieneinführung 1997 in Mitsubishi GDI Modellen wächst der Anteil von Ottomotoren mit Direkteinspritzung stetig.

Für die innere Gemischbildung ergibt sich der Vorteil, dass der Kraftstoff erst im Brennraum verdampft und dem Gemisch Energie entzieht. Als Folge des geringeren Temperaturanstiegs ergeben sich zum einen Füllungsvorteile und andererseits wird eine niedrigere Verdichtungsendtemperatur erzielt, wodurch wiederum bei hohen Lasten die Klopfneigung sinkt. So kann im Gegenzug das Verdichtungsverhältnis ϵ angehoben werden, was zu einer Steigerung des Wirkungsgrades führt. Im Vergleich zu einem Saugrohreinspritzer kann allein hierdurch ein Verbrauchsvorteil von bis zu 5% erreicht werden [7]. Aus dem Gleichraumprozess als idealem Vergleichsprozess des Ottomotors geht durch Gleichung 2.1 der thermische Wirkungsgrad hervor. Dies verdeutlicht den direkten Zusammenhang zwischen Verdichtungsverhältnis und Wirkungsgrad.

$$\eta_{Gr,th} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\kappa-1}} \quad (2.1)$$

Wie die Formel weiter zeigt, ist die zweite Einflussgröße auf den Wirkungsgrad der Isentropenexponent κ , der die Gaseigenschaften des eingeschlossenen Mediums beschreibt. Für eine Verbesserung der Effizienz ist es nötig, einen möglichst großen Wert für κ zu erlangen. Dieser wird von den spezifischen Wärmekapazitäten des Arbeitsmediums bestimmt und ist für reine Luft größer als für ein Kraftstoff-Luft-Gemisch¹. Durch einen Betrieb mit Luftüberschuss kann diese Stoffgröße, bis hin

¹ $\kappa_{Luft} = 1,4$ und $\kappa_{C_3H_8} = 1,13$ (Propan als Kraftstoffäquivalent) jew. bei Raumtemperatur [95]

zur Kompression von reiner Luft bei der Realisierung des Schichtbrennverfahrens, deutlich verbessert werden.

2.1.1 Betriebsarten zur Realisierung von Magerbrennverfahren

Die Bedeutung des Isentropenexponenten für den Wirkungsgrad im Idealprozess des Ottomotors zeigt, dass eine magere Verbrennung über den gesamten Betriebsbereich Vorteile bringen kann. Im realen Motor wird der Wirkungsgrad zusätzlich von Verlusten und Eigenschaften der Prozessführung, die in verschiedenen Kennfeldbereichen unterschiedlich dominant ausgeprägt sind, bestimmt². Anhand von Abbildung 2.1, die ein Kennfeld eines aufgeladenen Ottomotors darstellt, sollen diese Charakteristika und das Potenzial von Magerbrennverfahren in diesen Bereichen erklärt werden.

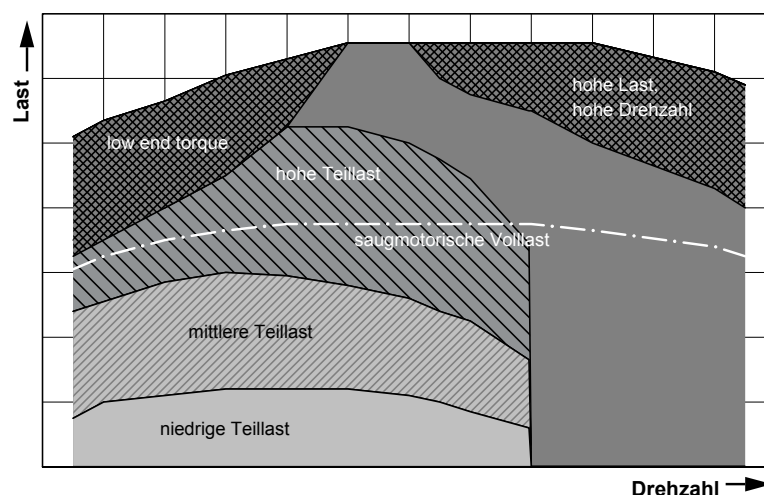


Abbildung 2.1: Kennfeld des Ottomotors

In der niedrigen Teillast sind wegen der quantitativen Laststeuerung des Ottomotors die Drosselverluste dominant. Hier kann durch eine reduzierte Ladungswechselarbeit der größte Verbrauchsvorteil erreicht werden. Bei einem mageren Motorbetrieb geschieht dies durch die Erhöhung des Luftmassenstroms und des deswegen steigenden Saugrohrdrucks. Bis hin zur saugmotorischen Vollast kann dadurch der Wirkungsgrad gesteigert werden. Im Anschluss daran sind höhere Motorlasten nur noch durch Aufladung realisierbar. Jedoch auch in diesen Kennfeldbereichen birgt

²Für die Theorie und Grundlagen von Druckverlaufsanalyse sowie Verlustteilung sei beispielsweise auf [80] oder [124] verwiesen.

ein magerer Motorbetrieb aufgrund der beschriebenen Vorteile seitens der Stoffwerte großes Potenzial. Bei noch höheren Mitteldrücken und niedrigen Drehzahlen im Bereich des *"low end torque"* treten aufgrund sehr hoher Temperaturen und der gleichzeitig lang für Reaktionen zur Verfügung stehenden Zeitspanne zunehmend Selbstzündungsphänomene einer klopfenden Verbrennung oder gar Vorentflammungen auf. Dies muss durch eine Wärmezufuhr zu thermodynamisch ungünstigeren Zeitpunkten verhindert werden. Da die Spitzentemperaturen bei verdünnten Gemischen wegen der Wärmekapazität der zusätzlichen Ladung niedriger ausfallen, kann das Klopfen durch einen mageren Betrieb vermieden und ein besserer Wirkungsgrad erzielt werden. Ähnliche Effekte können bei gleichzeitig hohen Drehzahlen genutzt werden. Hier sind die Abgastemperaturen sehr hoch, welche aus Gründen des Bauteilschutzes reduziert werden müssen. Die gängige Methode dies zu realisieren ist ein unterstöchiometrischer Motorbetrieb, um durch die Verdampfungsenthalpie des zusätzlichen Kraftstoffs dem Brennraum Energie zu entziehen. Im Gegensatz dazu kann eine Senkung der Temperaturen auch durch magere Verbrennung geschehen, was den Kraftstoffverbrauch erheblich reduziert. Die Bereitstellung des Luftüberschusses in diesen Kennfeldbereichen benötigt erhebliche Ladedrücke und stellt somit große Anforderungen an die Aufladegruppe.

Im Folgenden soll ein Überblick über verschiedene Betriebsarten des Ottomotors und deren Möglichkeiten zur Umsetzung magerer Brennverfahren gegeben werden. Diese haben an bestimmten Last- und Drehzahlbereichen ihre Optima, sodass aus der Kombination dieser Möglichkeiten ein komplexes Kennfeld entstehen kann.

Homogene Brennverfahren

Der Homogenbetrieb stellt die konventionelle Variante dar, einen Ottomotor zu betreiben. Da bereits in den Saughub eingespritzt wird, liegt im gesamten Brennraum zum Zündzeitpunkt ein möglichst homogenes Kraftstoff-Luft-Gemisch vor. Die Laststeuerung erfolgt über die Masse der angesaugten Luft, wonach für ein bestimmtes Luftverhältnis die Menge des eingespritzten Kraftstoffs geregelt wird. Bei nahezu allen aktuellen PKW-Ottomotoren wird dieses Konzept in Verbindung mit einer stöchiometrischen Verbrennung verwendet. Der große Vorteil darin liegt in der Möglichkeit mittels 3-Wege-Katalysator hohe Wirkungsgrade für die Konvertierung der toxischen Schadstoffe unverbrannte Kohlenwasserstoffe (HC), Kohlenmonoxid (CO), Stickoxide (NO_x) zu erzielen.

Der Nachteil bei diesem Brennverfahren liegt in der notwendigen Drosselung des Luftmassenstroms. Gerade bei gering geöffneter Drosselklappe, in der niedrigen bis mittleren Teillast, führt diese Betriebsweise zu hohen Ladungswechselverlusten. Um diesem Problem entgegenzutreten und gleichzeitig beim Lambda-1-Konzept zu blei-

ben, ist es bislang eine gängige Methode, dem Motor Abgas zurückzuführen [3], [8]. Damit dann wieder die erforderliche Luftmenge in den Brennraum gelangt, muss die Drosselklappe weiter geöffnet werden und die Ladungswechselverluste sinken. Begrenzt wird dieses Verfahren durch die mit Ladungsverdünnung schlechter werdenden Zünd- und Brennbedingungen, die sich negativ auf die Laufruhe auswirken und sogar zu Aussetzern führen können. Wegen dieser Zusammenhänge wird bei zu hohen Restgasraten der durch die Entdrosselung gewonnene Verbrauchsvorteil durch die unvollständige und lange Verbrennung wieder relativiert. Als großer Nachteil der AGR können weiter verschlechterte Gaseigenschaften genannt werden. Die dreiatomigen Moleküle von Kohlendioxid und Wasserdampf des zurückgeführten Abgases haben einen niedrigeren Isentropenexponenten κ^3 (vgl. Gleichung 2.1).

Wie bereits gezeigt werden andererseits mit Luftüberschuss die Stoffeigenschaften der Zylinderladung sogar verbessert, sodass zusätzlich zur Verringerung der Ladungswechselverluste ein weiterer Vorteil entsteht. Darüber hinaus werden bis zu Luftverhältnissen von $\lambda \approx 1,2$ wegen eines erhöhten Angebots an Sauerstoff die Verluste durch unvollständige Verbrennung sogar reduziert, ehe diese bei höheren Abmagerungsraten durch erschwerte Zünd- und Brennbedingungen wieder ansteigen. Auch Partikelemissionen sinken beim Betrieb mit Luftüberschuss, da diese direkt vom lokalen Luftverhältnis abhängen [8], [58] und entstandene Partikel mit dem überschüssigen Sauerstoff rückoxidiert werden können.

Bereits 1990 zeigte Toyota mit der Einführung eines "*Magermixmotors*", dass ein Serienfahrzeug mit homogen magerer Verbrennung beachtliche Verbrauchswerte erzielen kann [6]. Relativ große Abmagerungsraten ($\lambda \approx 1,5$) wurden durch zusätzliche Ladungsbewegungsmaßnahmen erzielt. Zu diesem Zeitpunkt arbeiteten viele Automobilhersteller an derartigen Brennverfahren [15], [122], [128]. Eine schärfere Abgasgesetzgebung verhinderte jedoch, dass weitere Fahrzeuge in Serie gingen. Denn obwohl diese einfach zu realisierende Betriebsart eine Möglichkeit bietet ohne zusätzliche Bauteile große Verbrauchsvorteile umzusetzen, leidet sie unter einem entscheidenden Nachteil: Eine Konvertierung der anfallenden Stickoxidemissionen ist im Mageren durch einen 3-Wege-Katalysator nicht möglich.

In Großgasmotoren finden diese Brennverfahren jedoch Anwendung, auch weil bei der Verbrennung von Grubengasen aufgrund des Schwefelgehalts ein Katalysator ohnehin nicht anwendbar ist [43]. Ab Abmagerungsraten größer als $\lambda = 1,2$ findet eine stetige Reduktion der NO_x -Werte statt, sodass für diese Motoren ein Luftverhältnis von 1,6 zu akzeptablen Stickoxidemissionen mit erheblichen Wirkungsgradvorteilen führt [129].

³ $\kappa_{\text{CO}_2} = 1,3$ bei Raumtemperatur und $\kappa_{\text{H}_2\text{O}} \approx 1,3$ bei $T > 373\text{K}$ [95]

Es ist eine Kernaufgabe dieser Arbeit, den Einfluss verschiedener Parameter auf die Abmagerungsfähigkeit bei dieser Betriebsart zu untersuchen. Mit einer erweiterten Ladungsverdünnung sollen Stickoxide auf ein Minimum reduziert werden. Die verbesserte Entflammung und Verbrennung kann gleichzeitig die Verbrauchsvorteile erhalten.

Heterogene Brennverfahren

Eine Möglichkeit Ladungswechsel- und Kalorikverluste noch weiter zu reduzieren, besteht darin, mittels geschichteter Ladung eine qualitative Laststeuerung umzusetzen. Das Arbeitsgas wird bei voll geöffneter Drosselklappe angesaugt und der für das Erreichen der gewünschten Last benötigte Kraftstoff in den Kompressionshub erst kurz vor Zündzeitpunkt eingespritzt. Dadurch besteht die Gesamtladung aus einem Kern innerhalb der Zünd- und Brenngrenzen und einer umgebenden Luftschicht bei global sehr mageren Luftverhältnissen ($\lambda \approx 4$) [8]. Zusätzlich trägt eine Reduktion der Wandwärmeverluste zu einem verbesserten Wirkungsgrad bei. Denn durch die heterogene Ladungsverteilung wird die Flamme durch eine isolierende Luftschicht umschlossen [7].

Zur Umsetzung des Prinzips der Ladungsschichtung in der Praxis ist es erforderlich, den eingespritzten Kraftstoff zielgerichtet an der Zündkerze zu positionieren. Über einen evolutionären Prozess haben sich wand- und luftgeführte Verfahren (erste Generation) zu den strahlgeführten Verfahren entwickelt. In Abbildung 2.2 sind Charakteristika und Unterschiede der verschiedenen Schichtbrennverfahren gezeigt.

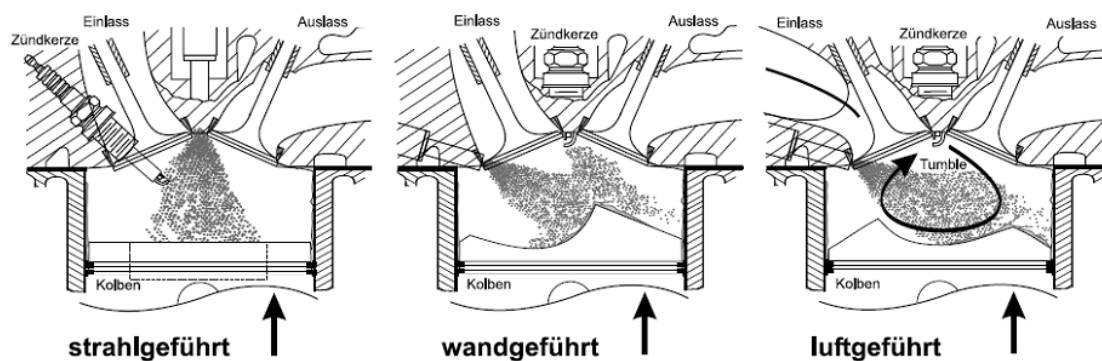


Abbildung 2.2: Vergleich wand-, luft- und strahlgeführter Schichtbrennverfahren [101]

Das bei den Verfahren der ersten Generation nötige Umlenken des Kraftstoffs ist mit der zentralen Injektorlage beim strahlgeführten Verfahren nicht mehr nötig. Eine Pleuelstange, die erhöhte HC-Emissionen zur Folge hat, wird so vermieden.

Aufgrund der engen Anordnung von Zündkerze und Injektor muss die Gemischaufbereitung in einer relativ kurzen Zeitspanne erfolgen. Diese läuft nahezu ohne Unterstützung der Ladungsbewegung ab und wird maßgeblich vom Strahlimpuls und den aerodynamischen Kräften zwischen Tropfen und Umgebungsluft am Strahlrand bestimmt [7], [38]. Für eine verbesserte Zerstäubung des Kraftstoffs hat sich in Serienbrennverfahren ein erhöhter Einspritzdruck als positiv erwiesen [75], [74]. Wegen der sehr steilen Lambdagradienten ist es beim strahlgeführten Verfahren eine Herausforderung, stets ein zündfähiges Gemisch an der Zündquelle vorliegen zu haben. Die kurze Gemischbildungszeit führt hier zu längeren Brennverzügen als dies bei anderen Verfahren der Fall ist. Die fehlende Ladungsbewegung bedingt – vor allem im Vergleich zu luftgeführten Verfahren – einen längeren Ausbrand [8]. Anforderungen an das Zündsystem sind mit teilweise noch flüssigen Kraftstoffanteilen und dem örtlich und zeitlich begrenzten Gemisch besonders hoch. Eine Zündquelle mit höherem Energieeintrag ist für eine verbesserte Robustheit des Brennverfahrens von Vorteil [7]. Verkokungen und flüssige Anteile haben dann weniger Auswirkungen auf die Ausbildung eines starken Zündfunken.

Als Einsatzgebiet für Schichtbrennverfahren eignet sich lediglich der untere Drehzahl- und Lastbereich [7], [28]. Mit steigender Drehzahl wird die ohnehin kurze Gemischbildungsphase weiter verkürzt. Auch die Begrenzung der Last ist in den extremen Gemischbildungsbedingungen begründet. Durch eine größere Lastanforderung muss mehr Kraftstoff eingespritzt und aufbereitet werden, wodurch der Bereich der Gemischwolke fetter wird. Ab einer bestimmten Laststeigerung⁴ gerät das Gemisch an immer mehr Stellen im Brennraum außerhalb des zündfähigen Bereichs. Des Weiteren sorgen diese fetten Zonen für einen Anstieg der Partikelrohmissionen [28]. Zwar gelingt es Kneifel et al. [66] durch Kompressoraufladung den Schichtbereich auf bis zu 9 bar p_{me} zu erweitern, jedoch finden heute Kompressoren im Vergleich zu Turboladern immer weniger Anwendung. Die für diese Lasterweiterung nötigen Ladedrücke können bei einer Turboaufladung in dieser Betriebsart nur schwer bereitgestellt werden. Denn größere Lader, die zwar den benötigten Massenstrom liefern könnten, werden aufgrund der geringen Abgasenthalpien die geforderten Druckverhältnisse nicht erreichen oder zumindest in Kennfeldbereichen mit sehr schlechten Wirkungsgraden betrieben. Ein kleiner Turbolader, der diese Nachteile nicht aufweist und zusätzlich im transienten Bereich deutlich besser arbeiten würde, wäre für die restlichen Kennfeldbereiche ungeeignet, da geforderte Massenstromverhältnisse nicht erreicht werden würden, so dass der Einsatz für diesen erweiterten Schichtbetrieb höchstens in einem komplexen Laderverbund denkbar wäre.

⁴ $p_{mi} > 6 \text{ bar}$ [66], [74]

Üblicherweise schließt sich an den geschichteten Bereich ein homogen magerer Betrieb an [7], [8], [28]. Neuartige Konzepte und Einspritztechnologien ermöglichen jedoch weitere Betriebsarten als Mischformen der beschriebenen Brennverfahren [74].

Teilgeschichtete Brennverfahren

Bei Großgasmotoren werden ab einer bestimmten Brennraumgröße Vorkammerzündkonzepte eingesetzt, um Gemische mit höherer Abmagerung als bei rein homogenen Brennverfahren zu entzünden [43], [44], [129]. Ungespülte Vorkammern schützen die Zündkerze vor lokalen Strömungsbedingungen. Über Überströmbohrungen kann die Flamme in den Hauptbrennraum vordringen und das umliegende Gemisch entflammen. Bei gespülten Vorkammern ist es zusätzlich möglich, durch Spülung mit Kraftstoff ein nahezu stöchiometrisches Gemisch in der Vorkammer zu erzeugen, das dann mit sehr heißen Fackelstrahlen das magere Grundgemisch in der Hauptbrennkammer sicher entzündet. Durch diese *"teilgeschichteten"* Verfahren sind Gemische bis zu $\lambda = 2,3$ entflammbar [43]. Die heiße Verbrennung in der Vorkammer führt jedoch zu erhöhten Stickoxidemissionen, die durch die Abmagerung in der Hauptbrennkammer ausgeglichen werden müssen.

Neben diesem Einsatz in Stationärmotoren gibt es Konzepte, die dieses Prinzip auf Fahrzeugmotoren übertragen. Bereits 1975 arbeitete Volkswagen an einem auf einer gespülten Vorkammer basierenden Magerbrennverfahren, um Verbrauch und Emissionen vor allem für den amerikanischen Markt zu verbessern [14], [15]. In aktuellen Veröffentlichungen zeigen Mahr et al. [77] an einem Einzylinderottomotor mit Saugrohreinspritzung und Vorkammerzündkerze, dass mit solchen Verfahren die Abmagerungsfähigkeit gegenüber einem homogen mageren Brennverfahren von $\lambda = 1,45$ auf 1,9 steigt. Gleichzeitig können die NO_x Emissionen von 1000 ppm auf ca. 70 ppm gesenkt werden.

Bei Einsatz einer Direkteinspritzung ist es möglich, die Vorteile dieser Brennverfahren auch ohne die mit hohem Mehraufwand und eventuellen Verlusten verbundene Vorkammer zu nutzen. Das Bowl-Piston-Injection (BPI) Brennverfahren verwendet anstelle einer gespülten Vorkammer eine speziell geformte Kolbenmulde [7], [63]. Neben einer Einspritzung in den Saughub wird während der Kompression in diese Mulde eingespritzt, die wiederum fetteres Gemisch an die Zündkerze bringt. Diese entzündet mittels Fackelstrahlen das Restgemisch. Die Magerlaufgrenze konnte bei Kettner et al. [63] so von $\lambda = 1,3$ auf 1,7 angehoben werden, ohne erhebliche Verluste an HC-Emissionen, also unverbranntem Kraftstoff, zu verzeichnen.

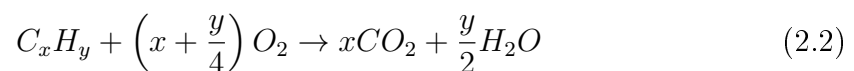
Mit der Anordnung eines strahlgeführten Schichtbrennverfahrens lassen sich solche Konzepte weiter verbessern. Bei [4] und [74] wird als neue Betriebsart ein homogen schicht (HOS) Brennverfahren vorgestellt. Diese Kombination aus Saug- und Kom-

pressionshubeinspritzung soll in der mittleren Teillast zu starke Inhomogenitäten der Gemischverteilung vermeiden. Je nach Aufteilung der Einspritzmengen ist diese Strategie eine Erweiterung des geschichteten oder des homogen mageren Betriebs. Beim Schichtbrennverfahren kann durch die bereits erfolgte Saughubeinspritzung die Schichtmenge der Kompressionshubeinspritzung kleiner gewählt werden. Dadurch rückt das Gemisch um die Zündquelle auch bei relativ hohen Lasten wieder in den zündfähigen Bereich. Die Anforderungen an die Gemischbildung sinken und die Lambdagradienten werden flacher. Als Erweiterung des homogen mageren Betriebs kann diese Einspritzstrategie mit einem Zündstrahlbetrieb oder dem BPI Brennverfahren verglichen werden [7], [77]. Boecker et al. [12] gelingt es mittels Mehrfacheinspritzung und Aufladung einen teilgeschichteten Betrieb bis 15 bar p_{me} zu realisieren.

Teilhomogene Brennverfahren bergen in Verbindung mit Direkteinspritzung großes Potenzial zur Umsetzung von Verbrauchs- und Emissionszielen. Die Abmagerungsfähigkeit kann dadurch signifikant erhöht werden, weil sich die Entflammungsbedingungen verbessern. Die weitere Untersuchung eines solchen Brennverfahrens unter Verwendung alternativer Einspritz- und Zündsysteme ist ein wesentlicher Bestandteil dieser Arbeit.

2.1.2 Abgasemissionen

Im Verbrennungsmotor werden die Kohlenwasserstoffe des Kraftstoffs mit Sauerstoff oxidiert, sodass im Falle einer vollständigen Verbrennung lediglich Kohlendioxid (CO_2) und Wasser im Verhältnis von Gleichung 2.2 entstünden.

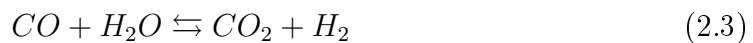


Wegen der chemischen Zusammensetzung der Arbeitsgase und Eigenschaften der Prozessführung entstehen bei der motorischen Verbrennung jedoch auch Abgasschadstoffe, wodurch es zu Zielkonflikten bezüglich Wirkungsgrad und Emissionen kommt. Um die Umweltbelastung trotzdem so gering wie möglich zu halten, ist ein grundlegendes Verständnis der Vorgänge bei der Schadstoffbildung essentiell. Im Folgenden soll zunächst auf die einzelnen Abgaskomponenten aus unvollständiger Verbrennung eingegangen werden. Im Anschluss daran werden aufgrund der Relevanz für Magerbrennverfahren ausführlicher die Mechanismen zur Entstehung von Stickoxidemissionen beschrieben.

Emissionen aus nicht idealer Verbrennung

Kraftstoff, der nicht an der Verbrennung teilnimmt, wird als HC wieder emittiert. Der Grund dafür ist, dass beim homogen betriebenen Ottomotor das Gemisch in Quetschspalten, beispielsweise im Feuersteg, oder auch an wandnahen Grenzschichten nicht von der Flamme erfasst wird (*Flame Quenching*) [7], [25]. Besonders bei verdünnten Gemischen erlischt die Flamme wegen der hohen Wärmeabfuhr nahe der Brennraumwand. Genauso werden die mageren Randzonen bei geschichteten Brennverfahren teilweise von der Flamme nicht mehr erreicht. Weitere Quellen für HC-Emissionen stellen Ablagerungen, beispielsweise auf dem Kolben, und die Desorption aus dem Öl dar. Bei letzterem werden vom Schmieröl adsorbierte Kohlenwasserstoffe bei der Abwärtsbewegung des Kolbens wieder freigegeben. Liegen zu diesen Zeitpunkten noch hohe Temperaturen und genügend Sauerstoff vor, können diese Emissionen nachoxidieren. Dies ist mit ein Grund, warum im leicht mageren Betrieb ein HC - Minimum vorliegt (vgl. Abbildung 2.3). Bestimmte Komponenten unverbrannter Kohlenwasserstoffe (Aromaten) haben eine kanzerogene Wirkung und reizen je nach Zusammensetzung die Schleimhäute.

Ein weiteres gesundheitsgefährdendes Abgas ist Kohlenmonoxid. Das farb- und geruchlose Gas hat eine vielfach stärkere und irreversible Bindung an die Sauerstoffträger des Blutes als Sauerstoff selbst. Es ist ein Zwischenprodukt zur vollständigen Oxidierung des Kraftstoffs und entsteht hauptsächlich unter lokalem Luftmangel. Die Oxidation des Kohlenstoffs läuft in Konkurrenz zur schnelleren Oxidation des Wasserstoffs der Kohlenwasserstoffe ab [60]. Unter Sauerstoffmangel kann deswegen der Kohlenstoff nicht vollständig zu CO_2 verbrannt werden. Das meiste bei der Verbrennung entstehende Kohlenmonoxid wird bei der Expansion unter einer Reduktion von Wasserdampf zu Kohlendioxid oxidiert (Gleichung 2.3 (*Wassergasgleichung*)). Die Abhängigkeit vom globalen Luftverhältnis ist wiederum in Abbildung 2.3 zu erkennen. Steigen die CO-Emissionen im fetten Bereich nahezu linear mit dem sich einstellenden Luftmangel an, erreichen die Emissionen ab dem leicht mageren Bereich einen nahezu konstanten, minimalen Wert. Ab diesem Luftverhältnis ist die Kohlenmonoxidbildung nur noch von Dissoziation (Gleichung 2.4), also von temperaturabhängigen Gleichgewichtsbedingungen, beeinflusst.



Wurden Partikelemissionen zunächst nur Dieselmotoren zugeschrieben, ist es nun auch erwiesen, dass direkteinspritzende Ottomotoren erhebliche Mengen an Rußpartikeln emittieren können. Diese Emissionen wirken höchst kanzerogen. Besonders

kleine Partikel sind lungengängig und aufgrund der Anlagerung von Kohlenwasserstoffen, Schmierölaerosolen und Sulfaten [96] sehr gefährlich für den menschlichen Organismus. Dies zeigt die Problematik von Rußemissionen bei Ottomotoren: Hier ist die emittierte Partikelmasse zwar relativ gering, jedoch sind Partikel deutlich kleiner als beim Dieselmotor.

Die Rußentstehung ist im Wesentlichen von der Temperatur und Sauerstoffkonzentration bestimmt. Sie geschieht im Ottomotor hauptsächlich in lokal unterstöchiometrischen Zonen oder bei unverdampften Kraftstoffanteilen, die mit der Flamme in Wechselwirkung treten. In Untersuchungen an Brennkammern konnten dafür Grenzen ermittelt werden [71]. So ist eine Mindesttemperatur von 1500 K und ein lokales Luftverhältnis von ca. $\lambda = 0,6$ erforderlich. Bei höheren Temperaturen verschiebt sich die Rußbildung hin zu fetteren Bereichen. Als dritte rußfördernde Größe konnte der vorliegende Druck identifiziert werden. So zeigen weitere Untersuchungen, dass unter Brennraumbedingungen, also bei gleichzeitig hohen Temperaturen und Drücken, verstärkte Rußemissionen gegenüber atmosphärischen Brennerflammen auftreten. Hier nimmt vor allem die Partikelanzahl zu, während die maximale Größe wegen der über einen geringeren Zeitraum vorliegenden Bildungsbedingungen weitestgehend konstant bleibt [71].

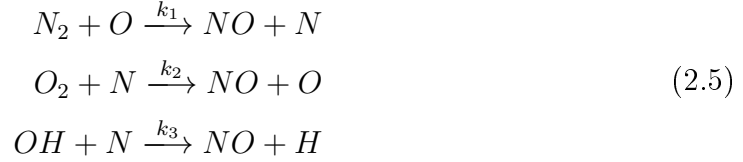
Die Bildung von Rußpartikeln ist ein kinetisch hochkomplexer Vorgang. In der ersten Phase bilden sich zyklische und polyzyklische aromatische Kohlenwasserstoffe, denen sich weitere Einheiten anlagern. Diese Zwischenprodukte agglomerieren zu Primärpartikeln. In einem zweiten Schritt koagulieren die Primärpartikel zu größeren Sekundärpartikeln, an welche sich nun durch eine relativ große spezifische Oberfläche die oben genannten Stoffe anlagern können [8]. In einem dritten Schritt wird bei ausreichendem Sauerstoffgehalt und weiterhin hohen Temperaturen ein großer Teil der Partikel wieder nachoxidiert [71], [111]. Dies macht deutlich, dass ein magerer Betrieb mit seinem Überangebot an Sauerstoff zu einem reduzierten Partikelaustritt führt, so lange das Temperaturniveau für das Verbrennen der Partikel ausreicht ($> 600\text{ °C}$).

Stickoxidenstehung

Da in der Verbrennungsluft neben Sauerstoff knapp 80% Stickstoff enthalten ist, treten bei der motorischen Verbrennung auch Stickstoffverbindungen als Schadstoffe auf. Beide Komponenten NO und NO₂ werden dabei häufig zu NO_x zusammengefasst, wobei NO₂ lediglich einen Anteil von etwa 1% bis 10% hat.

Die Elementarreaktionen zur Bildung der Stickoxide wurden erstmals von Zeldovich untersucht und beschrieben (Gleichung (2.5)). Die dritte Reaktionsgleichung

wurde 1970 von Lavoie und Heywood im Hinblick auf unterstöchiometrische Verbrennung eingeführt („*erweiterter Zeldovich-Mechanismus*“)[48].



Die zugehörigen Geschwindigkeitskonstanten werden bei Warnatz [61] mit den folgenden Werten für die Hinreaktionen angegeben:

$$\begin{aligned}
k_1 &= 1,8 \cdot 10^{14} e^{\left(-\frac{318 \text{ kJ} \cdot \text{mol}^{-1}}{RT}\right)} \frac{\text{cm}^3}{\text{mol} \cdot \text{s}} \\
k_2 &= 9,0 \cdot 10^9 e^{\left(-\frac{27 \text{ kJ} \cdot \text{mol}^{-1}}{RT}\right)} \frac{\text{cm}^3}{\text{mol} \cdot \text{s}} \\
k_3 &= 2,8 \cdot 10^{13} \frac{\text{cm}^3}{\text{mol} \cdot \text{s}}
\end{aligned}$$

Der erste Schritt dieser Kettenreaktion benötigt aufgrund der kovalenten Dreifachbindung von molekularem Stickstoff ($N \equiv N$) eine hohe Aktivierungsenergie von 318 kJ/mol [48], [51], [61], [65] und ist damit der geschwindigkeitsbestimmende Teil des Mechanismus. Er läuft nur bei hohen Temperaturen (>2000 K) ausreichend schnell ab, weswegen der komplette Mechanismus "*thermische*" NO-Bildung genannt wird. Durch den langsamen Ablauf ist die Stickstoffmonoxidbildung nicht mit Gleichgewichtsbedingungen beschreibbar. Viel wichtiger ist hierbei das Zeitverhalten der Reaktionen.

Bei bekannten Konzentrationen der einzelnen Komponenten ist eine Abschätzung der NO-Entwicklung unter Zuhilfenahme des Geschwindigkeitsgesetzes möglich [48], [60], [61]. Bei einer Hinreaktion gilt demnach für die Bildungsgeschwindigkeit des Produktes NO

$$\frac{d[NO]}{dt} = k_1[N_2][O] + k_2[O_2][N] + k_3[OH][N]. \tag{2.6}$$

Da zusätzlich

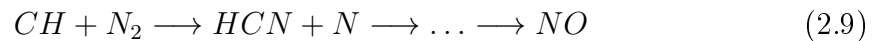
$$\frac{d[N]}{dt} = k_1[N_2][O] - k_2[O_2][N] - k_3[OH][N] \tag{2.7}$$

gilt und die Stickstoffatome wegen ihrer schnellen Weiterreaktion in den Schritten (2) und (3) der Gleichung (2.5) als quasistationär angenommen werden dürfen (also $\frac{d[N]}{dt} \approx 0$) [61], vereinfacht sich die NO-Bildung zu

$$\frac{d[NO]}{dt} = 2k_1[O][N_2]. \tag{2.8}$$

Wesentlichen Einfluss auf die NO-Bildung haben demnach der Sauerstoff- und Stickstoffgehalt und wegen des Geschwindigkeitskoeffizienten k_1 die Verweilzeit bei einer bestimmten Temperatur. Beim homogen betriebenen Ottomotor liegt deswegen das NO_x -Maximum nicht ganz bei dem Luftverhältnis mit den höchsten Spitzentemperaturen (zwischen $\lambda = 0,95 \dots 1$), sondern im leicht mageren Bereich mit Luftüberschuss und längerer Brenndauer (siehe Abbildung 2.3). Mit noch größeren Lambdawerten sinken die Spitzentemperaturen so weit ab, dass die Stickoxidbildung verringert wird. Außerdem findet wegen der langsamen Reaktionsgeschwindigkeit die thermische NO-Bildung nicht direkt in, sondern kurz hinter der Flamme im bereits Verbrannten statt [48], [51], [96].

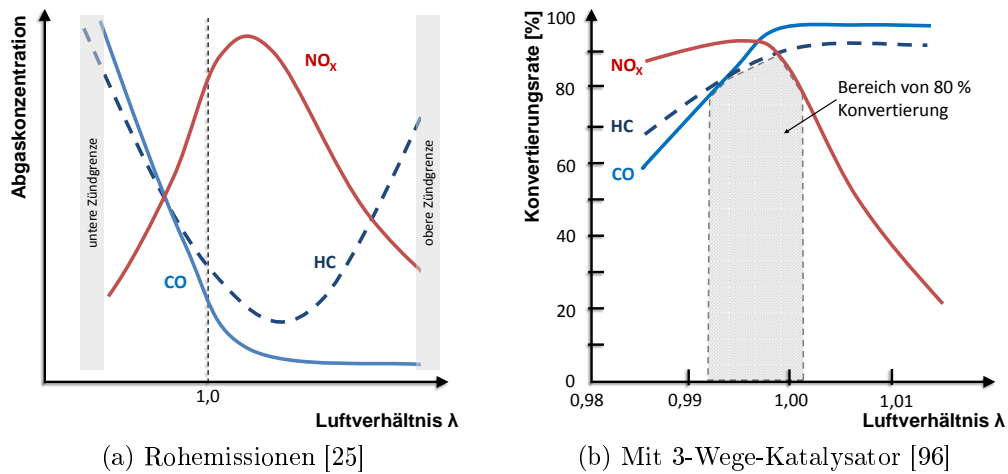
Neben der thermischen Stickoxidbildung, ist auch die Bildung von promptem NO möglich. Dieser Mechanismus ist wesentlich komplizierter. Vorzugsweise in sauerstoffarmen (bei ca. $\lambda < 0,7$) Flammen bilden sich CH-Radikale, welche mit N_2 zu HCN und in Verbindung mit molekularem Sauerstoff zu NO reagieren (Gleichung 2.9) [102].



Diese Reaktionen laufen aufgrund der geringeren Aktivierungsenergie (92 kJ/mol) bereits bei niedrigeren Temperaturen ($\approx 1000 \text{ K}$) ab. Da sie durch CH-Radikale nur in sehr fetten Gemischen ablaufen und für magere Brennverfahren wenig Bedeutung haben, sei für eine genauere Beschreibung auf [8], [25] und [61] verwiesen.

In Teil (a) von Abbildung 2.3 ist der Verlauf der oben beschriebenen Emissionen über dem Luftverhältnis λ innerhalb der bekannten Zündgrenzen [25] dargestellt. Für homogen betriebene Ottomotoren mit $\lambda = 1$ Konzept sind dank ausgereifter Katalysator- und Regelungstechnik Schadstoffemissionen unterhalb der in Kapitel 1 gezeigten Grenzwerte realisierbar. Die Grundaufgabe eines Katalysators ist es, die zur Oxidation beziehungsweise Reduktion der Abgasschadstoffe notwendigen Reaktionen bei niedrigeren Temperaturen ablaufen zu lassen, so dass sie in der Abgasanlage stattfinden können [7], [8], [80].

Mit 3-Wege Katalysatoren können HC, CO und NO_x Emissionen gleichzeitig verringert werden. Bedingung ist jedoch ein Betrieb ganz nah am stöchiometrischen Gemisch ($0,99 < \lambda < 1,003$ [7]). Bei Einsatz einer Lambdaeuerung werden Phasen mit Luftmangel bewusst genutzt um Stickoxide zu reduzieren, im Mageren werden Kohlenmonoxid und unverbrannte Kohlenwasserstoffe wiederum oxidiert. Werden die oben genannten Grenzen überschritten, sinkt die Konvertierungsrate drastisch. Teil (b) der Abbildung 2.3 zeigt den Verlauf der Konvertierungsrate eines Dreiwege-

Abbildungung 2.3: Emissionen eines homogen betriebenen Ottomotors über λ

katalysators über λ . Das Diagramm macht auch ersichtlich, dass für magere Brennverfahren alternative Abgasnachbehandlungssysteme zur Stickoxidreduktion eingesetzt werden müssen.

Magere Abgasnachbehandlung

Systeme zur mageren Abgasnachbehandlung, die sich im Serieneinsatz befinden [11], [68], [126], benötigen entweder Betriebsstoffe oder bewirken durch nötige Regenerationszyklen einen Mehrverbrauch. Dies zeigt umso mehr, wie wichtig es ist, Magerbrennverfahren mit möglichst geringen NO_x -Rohemissionen zu ermöglichen. Zusätzliche Schwierigkeiten resultieren bei mageren Brennverfahren aus den vergleichsweise niedrigen Abgastemperaturen und den deswegen langsamer ablaufenden Reaktionen [8]. Derzeit werden zwei Konzepte bereits in Serienanwendungen umgesetzt.

NO_x -Speicherkatalysatoren: Vor allem für ottomotorische Brennverfahren stellt der NO_x -Adsorber oder Speicherkatalysator ein geeignetes Verfahren zur Verringerung der Stickoxidemissionen dar. Darin wird an einer Platinoberfläche zunächst NO zu NO_2 oxidiert und nach einer anschließenden, weiteren Oxidation zum Nitrat in einer basischen Speicherschicht (zum Beispiel Barium oder Kalium) absorbiert. Bei einem vollen Speicher wird dann eine Regenerationsphase nötig. Dazu muss der Motor kurzzeitig unter Luftmangel betrieben werden. Aufgrund der niedrigeren Temperaturstabilität bei Luftmangel zerfallen die Nitrats wieder und die Stickstoffoxide können mit den Kohlenwasserstoffen und Kohlenmonoxiden aus der fetten Verbrennung zu Stickstoff reduziert werden [8].

Ein großes Problem bei solchen Katalysatoren stellt schwefelhaltiger Kraftstoff dar, da entstehendes Sulfat (SO_3) eine ähnliche Speicherneigung wie Nitrat besitzt, jedoch thermisch sehr stabil ist. Die Speicherplätze werden dauerhaft besetzt und der Katalysator verliert an Speicherkapazität. So zeigen Ergebnisse aus [7], dass bei einem Kraftstoffschwefelanteil von 50 ppm die Konvertierungsrate nach 5000 km bereits auf 50 % absinkt. Dies stellt eine große Herausforderung hinsichtlich der Realisierung von Magerbrennverfahren in Ländern mit schlechten Kraftstoffqualitäten und hohen Schwefelgehalten dar. Jedoch ist bezüglich dieser Problematiken ein positiver Trend zu beobachten. Waltner et al. [123] stellen eine neue Generation von Speicherkatalysatoren vor, die eine Entschwefelung bei weitaus geringeren Temperaturen ermöglicht (mit 600 °C ca. 100 °C weniger als bisher). Dieser NO_x -Adsorber kann entschwefelt werden, ohne mit Abgastemperaturen nahe an der Schädigungsgrenze betrieben werden zu müssen.

Selektive katalytische Reduktion: Zusätzlich gibt es mit dem Verfahren der Selective Catalytic Reduction (SCR) eine Möglichkeit, Stickoxide auch ohne eine unterstöchiometrische Regenerationsphase wirksam zu reduzieren. Besonders bei Dieselmotoren ist diese kontinuierliche NO_x Umwandlung in magerer Atmosphäre von großer Bedeutung, weil zumindest ohne Partikelfilter ein fetter Betrieb aufgrund von Rußbildung dort nicht möglich ist. Vor allem aktive SCR-Systeme, die auf einer externen Zugabe von Reduktionsmitteln basieren, werden bereits in Serienanwendungen eingesetzt. In den Abgasstrang wird eine Harnstofflösung eingebracht, welche in Kohlendioxid und das eigentliche Reduktionsmittel Ammoniak (NH_3) zerfällt. Die Produkte der Reaktion des mageren Motorabgases mit Ammoniak sind dann Wasser und Stickstoff. Besonders für eine Anwendung im mageren Ottomotor zeigen sich einige Herausforderungen: So ist zum einen die Temperaturfestigkeit der Vanadium-Titan Katalysatoren mit 650 °C nicht ausreichend und zum anderen muss immer die richtige Menge an Harnstofflösung eingebracht werden, um NH_3 Durchbrüche zu vermeiden. Bei den sehr stark schwankenden Stickoxidemissionen unter verschiedenen Betriebsarten des Ottomotors stellt dies vor allem instationär einen großen Problempunkt dar [8].

2.2 Zündung

Damit es zu einer Entflammung und schließlich zur Verbrennung kommt, müssen hochreaktive Radikale als Kettenträger⁵ vorliegen und die Kraftstoffmoleküle dissoziieren. Aufgrund einer im Vergleich zum Dieselmotor niedrigeren Verdichtungs-temperatur und den stabileren, verzweigten Kraftstoffmolekülen muss hierzu beim Ottomotor dem Kraftstoff-Luft-Gemisch Energie zugeführt werden. Dieser zeitabhängige und instationäre Vorgang wird Zündung genannt [60], [80].

Radikale sind Atome oder Moleküle mit mindestens einem ungebundenen Valenzelektron und lassen sich durch eine homolytische Bindungsspaltung erzeugen, welche beispielsweise durch Thermolyse, Radiolyse oder Photolyse erfolgen kann und prinzipiell in der folgenden Gleichung 2.10 beschrieben ist.



Erst wenn genügend Radikale in der Einflusszone vorliegen, findet eine ausreichende Temperaturerhöhung mit anschließender, für den Ottomotor typischer Kettenexplosion statt [80]. Als wichtige Radikale für diesen Prozess seien die Atome $O\cdot$ und $H\cdot$ sowie das Hydroxylradikal ($OH\cdot$), das Hydroperoxylradikal ($HO_2\cdot$) und das Methylradikal ($CH_3\cdot$) genannt. Die Zündung von Kohlenwasserstoffen ist ein sehr komplexer Mechanismus mit vielen beteiligten Spezies und Reaktionen. Diese können in Start-, Fortpflanzungs-, Verzweigungs- und Abbruchreaktionen unterteilt werden. Voraussetzung einer erfolgreichen Zündung ist es, dass die Fortpflanzungs- und Verzweigungsreaktionen die Abbruchreaktionen überwiegen und so mehr Radikale erzeugt als verbraucht werden [61]. Dieses Verhältnis ist stark druck- und temperaturabhängig, weil sich beispielsweise bei unterschiedlichen Drücken Stoßbedingungen ändern⁶ oder bei bestimmten Temperaturen die Produktion relativ inerte Radikale die Überhand hat [80]. Generell liegen jedoch vor allem mit hohen Temperaturen die besten Bedingungen für eine Kettenexplosion vor.

Wie bereits erwähnt, spielt die molekulare Beschaffenheit des Kraftstoffs eine große Rolle im Zündprozess. Diese ist sowohl von der Anzahl, als auch von der Art der Kohlenwasserstoffverbindungen bestimmt. Grund dafür ist auf der einen Seite, dass die Reaktionsrate proportional zu der Anzahl der Verbindungen im Molekül ist. Andererseits sind unverzweigte Moleküle wie beispielsweise n-Oktan trotz der gleichen Atomanzahl reaktionsfreudiger als das deutlich komplexer aufgebaute iso-Oktan [80] (Abbildung 2.4).

⁵reaktive Zwischenprodukte, die Kettenreaktionen aufrecht erhalten

⁶Hohe Drücke führen zu geringeren Teilchenabständen und so zu geringeren Beschleunigungs- wegen vor Stoßprozessen.

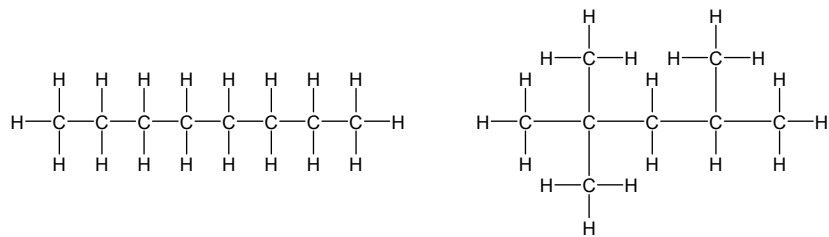


Abbildung 2.4: Vergleich der Moleküle n-Oktan (links) und iso-Oktan (rechts)

Denn die beim Molekülaufbruch entstehenden Radikalketten haben unterschiedliche Stabilitäten und somit andere Geschwindigkeiten in den weiteren Reaktionen. In einem unverzweigten Molekül können nur Radikalketten mit einer bis zwei Doppelbindungen am radikalisierten Atom entstehen. Diese reagieren schnell in einer weiteren Kettenverzweigung. Im Gegensatz dazu neigt das komplexere Molekül zur Bildung tertiärer Radikale, also mit drei Doppelbindungen. Neben der Tatsache, dass diese Radikale in ihrer komplexen Bindung von möglichen Reaktionspartnern abgeschirmt werden, sind diese reaktionsträger und verhalten sich selektiver bezüglich nachfolgender Reaktionen [16]. Dies erklärt auch den Unterschied im Zündverhalten von Diesel- und Ottokraftstoffen.

Die Aufgabe eines Zündsystems bei Ottomotoren ist es nun, die Energie für die hier beschriebenen Prozesse bereit zu stellen. Als Zündquelle kommt in dieser Arbeit neben einem Serienzündsystem mit Zündkerze ein Hochfrequenzzündsystem (auch bekannt als Koronazündung) zum Einsatz⁷. Diese beiden Systeme lassen sich hauptsächlich in der Beschaffenheit der Reaktionszone voneinander abgrenzen, die sich in Größe und Art des zur Energieeinbringung und somit zur Radikalerzeugung vorliegenden Plasmas unterscheidet. Der folgende Abschnitt soll nun für ein Verständnis der Eigenschaften dieser Reaktionszonen die plasmaphysikalischen Grundlagen erläutern.

⁷Im folgenden werden lediglich diese beiden Zündsysteme ausführlich beschrieben. Für die Erklärung weiterer alternativer Zündsysteme, wie beispielsweise der Laserzündung, sei auf weiterführende Literatur, wie [8]; [7]; [39] verwiesen.

2.2.1 Einteilung verschiedener Plasmazustände

Plasma wird gewöhnlich als der vierte Aggregatzustand bezeichnet. Es besteht laut Janzen [59] aus elektrisch geladenen Ionen und Elektronen in einem quasineutralen Zustand und eventuell aus elektrisch neutralen Teilchen. Es hat dabei, verglichen mit dem gasförmigen Zustand, veränderte Eigenschaften wie elektrische Leitfähigkeit oder Emission elektromagnetischer Wellen [97]. Technisch lassen sich Plasmen durch die Zufuhr genügend hoher Energie erzeugen. Zur Charakterisierung sollen für die vorliegenden Betrachtungen folgende Kenngrößen genügen:

- ▶ Trägerdichte und Ionisierungsgrad
- ▶ mittlere freie Wellenlänge
- ▶ Temperaturverteilung zwischen einzelnen Komponenten

Für die Trägerdichte n gilt: $n \equiv n_e = n_i$. Um einer Quasineutralität, also einem global elektrisch neutralen Anschein zu genügen, ist die Anzahl der Elektronen gleich der Anzahl der positiv geladenen Ionen. Die Anzahl dieser Paare von Ladungsträgern in einem diskreten Volumen bestimmt die Trägerdichte. Aus dieser Trägerdichte geteilt durch die Summe aller (neutralen und elektrisch geladenen) Teilchen im beobachteten Volumen wird der Ionisierungsgrad im Plasma bestimmt. Er gibt an, wie groß die elektrische Leitfähigkeit des Plasmas ist. Die mittlere, freie Wellenlänge ζ ist definiert durch die durchschnittliche Wegstrecke, die ein Elektron zurücklegt, bevor es zu einem Stoß mit anderen Teilchen kommt. Sie steht in unmittelbarem Zusammenhang mit der Beschaffenheit des Gases und dem im Plasma vorherrschenden Druck [62], [97]. Von besonderer Bedeutung ist dies bei der Entstehung und der Erhaltung des Plasmas, wenn z.B. Elektronen die Energie eines elektrischen Feldes aufnehmen und mittels der erlangten kinetischen Energie andere Atome und Moleküle durch inelastische Stöße ionisieren oder radikalieren. Ist ζ zu kurz, reicht die Beschleunigungsstrecke nicht aus um dem Elektron genügend Energie zu verleihen.

Im Hinblick auf technische Anwendungen und die Unterschiede der beiden Zündsysteme ist als dritte Kenngröße das Verhältnis von Elektronentemperatur T_e zur Ionentemperatur T_i und der Temperatur neutraler Teilchen T_n von entscheidender Bedeutung [84]. Durch dieses Verhältnis lassen sich zwei unterschiedliche Plasmaformen charakterisieren.

Nicht thermisches (kaltes) Plasma - $T_e \gg T_{i,n}$: Bei dieser Art von Plasma, können Elektronen Temperaturen von 100.000 K bis 1.000.000 K annehmen, wobei die Ionen und neutralen Teilchen lediglich Temperaturen von 100 K bis 1.000 K

besitzen [84]. Es liegt somit kein thermodynamisches Gleichgewicht zwischen Elektronen und den anderen Bestandteilen im Plasma vor. Ein solches „kaltes“ Plasma ist die Ursache der Radikalbildung und Moleküldissoziation bei der verwendeten Hochfrequenzzündung. Die Energiedichte im Plasma ist aufgrund der niedrigen Elektronenmasse relativ gering.

Thermisches (heißes) Plasma - $T_e \approx T_{i,n}$: Wird die eingebrachte, spezifische Energie gesteigert, kommt es zur Ausbildung eines heißen Plasmas. Diese Form ist von Lichtbögen in der Schweißtechnik oder bei Zündkerzen bekannt. Die Energie ist darin gleichmäßig auf alle Teilchen verteilt (*thermisches Gleichgewicht*). Elektronen und Ionen werden gleichermaßen beschleunigt und es tritt eine vermehrte Stoßhäufigkeit auf. Durch die große Masse der beschleunigten Ionen verfügt das Plasma über eine hohe Energiedichte. In der Einflusszone tritt im Medium nahezu vollständige Dissoziation auf. Die globale Temperatur kann Bereiche von mehreren tausend Kelvin und sehr hohe Drücke erreichen, sodass vorrangig thermolytische Prozesse zur Radikalerzeugung führen.

Abbildung 2.5 zeigt die Unterschiede beider Plasmen in der jeweiligen Maxwell-Boltzman Verteilung [59] auf. Dabei ist eine relative Teilchenanzahl über der Energie beziehungsweise der Temperatur skizziert. Das Ungleichgewicht zwischen Elektronen und restlicher Plasmabestandteile ist in der linken Abbildung deutlich zu erkennen. Die globale Temperatur ist gering während die Elektronen über eine hohe spezifische Energie verfügen. Das rechte Bild hingegen zeigt, dass beim thermischen Plasma eine homogene Energie- und Temperaturverteilung vorherrscht.

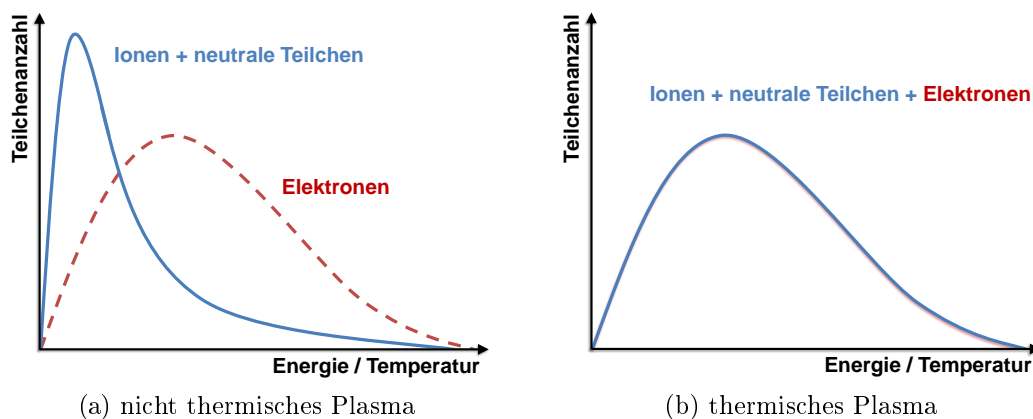


Abbildung 2.5: Temperaturverteilungen in Plasmen

Der Übergang zwischen den Plasmen ist fließend und im Wesentlichen durch die Stoßfrequenz und -häufigkeit zwischen den Teilchen und deswegen durch die eingebrachte spezifische Energie bestimmt [84], [97]. Bei beiden Zündsystemen wird das Plasma durch eine elektrische Spannung als Form einer Gasentladung bzw. Teilentladung zwischen zwei Elektroden generiert. Das durch Friedrich Paschen empirisch bestimmte Paschen-Gesetz [93] beschreibt die Abhängigkeit einer elektrischen Durchbruchsspannung von Druck und Elektrodenabstand⁸. Es zeigt also die Spannung, die nötig ist, um durch Ionisation einen leitfähigen Kanal und somit ein heißes Plasma zu erzeugen. Ionisation tritt durch Stoßprozesse ein, wenn freie Elektronen mit genügend kinetischer Energie auf Atome und Moleküle treffen, um deren Bindungsenergie zu überschreiten und Valenzelektronen aus den Verbindungen zu stoßen. Durch diese Freisetzung weiterer Ladungsträger beginnt, entsprechend der Zündbedingung nach Townsend [62], in Elektronenlawinen eine Kettenreaktion. Je größer die freie Wellenlänge ζ , desto mehr kinetische Energie können Elektronen aus dem Feld aufnehmen bevor es zu einer Kollision mit anderen Teilchen kommt. Das bedeutet: Bei einem kleinen Abstand zwischen den Atomen ist für eine erfolgreiche Ionisierung aufgrund der kürzeren Beschleunigungszeit eine höhere Spannung nötig. Der Abstand zwischen den Atomen ist wiederum abhängig von deren Größe und dem Druck des Mediums, weil mit steigendem Druck der Platz zwischen den Gas-Molekülen, also ζ , sinkt. Dies zeigt auch die qualitative Darstellung verschiedener Paschenkurven in Abbildung 2.6 nach [20], [57], [59], [62]. Hier ist der Verlauf der Durchbruchspannung über dem Produkt aus Elektrodenabstand und Druck für verschiedene Medien abgetragen. Bei einem niedrigen Druck sinkt die elektrische Spannung bis ein Minimum erreicht wird. Der erneute Anstieg der Durchbruchspannung zu minimalen Drücken bzw. Elektrodenabständen kann durch das Fehlen von Stoßpartnern erklärt werden.

Auch die Gasart hat Einfluss auf die Ausbildung eines Funkendurchschlags. Denn mit zunehmender Atom- und Molekülgröße sinkt die freie Lauflänge der Elektronen. Des Weiteren ist durch die Elektronegativität der Medien im Elektrodenpalt ein Einfluss auf die Durchbruchsspannung zu verzeichnen. So werden bei Stoffen mit starker Elektronegativität Elektronen absorbiert, was die Ausbildung eines leitfähigen Kanals verhindert. Für die motorische Anwendung hat dies vor allem bei dem Kohlendioxid zurückgeführten Abgases und dessen erhöhter Fähigkeit, Elektronen aufzunehmen Bedeutung. Andererseits haben Edelgase durch ein Fehlen dieser Eigenschaft eine niedrigere Durchschlagsspannung.

⁸Präzise gilt das Paschengesetz nur für ein homogenes Feld mit relativ kleinen Elektrodenabständen [62] und somit höchstens für die Spulenzündung. Die qualitativen Aussagen gelten jedoch genauso für das stark inhomogene Feld bei der HF-Zündung.

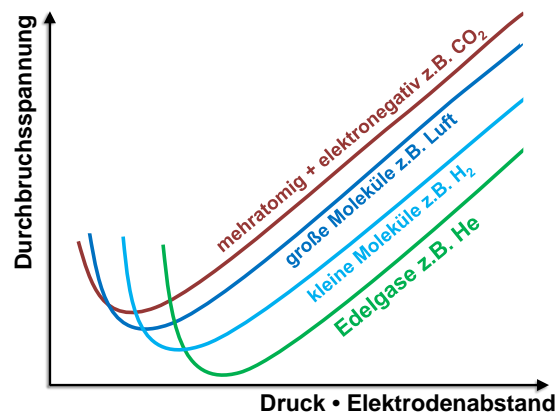


Abbildung 2.6: Qualitative Paschenkurven verschiedener Gase

Die in diesem Kapitel gezeigten Grundlagen beeinflussen die Funktion der Zündsysteme und deren Eigenschaften beim Betrieb in Verbrennungsmotoren maßgeblich und auf unterschiedliche Weise. Obwohl der Großteil an neuen Forschungsaktivitäten seitens der Koronazündung zu verzeichnen ist, wird stetig versucht die Funkenzündung zu verbessern.

2.2.2 Spulenzündung mit Zündkerze - heißes Plasma

Dieses Zündsystem hat sich durch einfache Bauweise, Zuverlässigkeit und niedrige Kosten bewährt. Zwischen zwei Elektroden in relativ geringem Abstand werden hohe Spannungen induziert, die zu einem elektrischen Durchbruch führen. Das dadurch entstehende, heiße Plasma von sehr hoher spezifischer Energiedichte und Robustheit trägt dazu bei, dass dieses Zündsystem seit über hundert Jahren erfolgreich als Zündquelle verwendet wird. Für den elektrischen Aufbau und die prinzipielle Funktionsweise eines solchen Systems sei auf den Anhang A.1 verwiesen.

Zur Entflammung eines stöchiometrischen Gemischs sind unter idealen Bedingungen Energien von lediglich 1 mJ nötig. Im Motor steigt der Energiebedarf durch inhomogenes Gemisch, erhöhte Strömungsgeschwindigkeiten und Turbulenz im Kerzenbereich und durch elektrische und thermische Verluste an den Elektroden. Dies wird jedoch durch bereitgestellte Mindestenergien von ca. 40 mJ induktiver Zündsysteme kompensiert [8]. Für den Betrieb mit geschichteter Ladung wird nochmals mehr Zündenergie benötigt um auch flüssige Kraftstoffkomponenten entflammen zu können. Somit stellen Zündsysteme in Motoren mit Schichtbrennverfahren ein Energieangebot von bis zu 100 mJ pro Arbeitsspiel und Zylinder bereit [106], [108]. Da die Reaktionszone jedoch lokal auf den Kerzenspalt und zeitlich durch die Entladungscharakteristik begrenzt ist, werden weitere Bestrebungen unternommen um dieses Zündsystem zu optimieren. So konnten Schaupp et al. [106] eine schnelle

Mehrfachzündung realisieren. Hierbei wird der Plasmakanal durch mehrfache Entladung länger mit Energie versorgt. Mit dieser längeren Brenndauer können so im geschichteten Betrieb statistische Schwankungen des Gemischs am Zündort ausgeglichen und Aussetzer reduziert werden. Alger et al. [3] zeigen die Möglichkeit einer kontinuierlichen Entladung durch ein Mehrfachfunkenzündsystem bei Kopplung von zwei Zündspulen. Dieses System weist eine größere Restgasverträglichkeit an vielen Kennfeldpunkten auf. Eine weitere Herausforderung stellt die Notwendigkeit zur Realisierung immer höherer Lasten in Downsizing-Motorkonzepten dar. Nach dem Paschengesetz (siehe Kapitel 2.2.1) steigt mit erhöhtem Druck zum ZZP die Durchbruchsspannung zur Erzeugung eines heißen Plasmas. Um Betriebssicherheit auch unter diesen Bedingungen zu gewährleisten, werden vermehrt Hochenergiezündsysteme mit Energien von bis zu 140 mJ entwickelt, wie Untersuchungen von Graf et al. [39] zeigen. Während diese Ideen zu höheren Zündenergien und längeren Entladungsdauern führen, ist die Reaktionszone dieses Zündsystems jedoch immer auf einen kleinen Bereich um den Kerzenspalt beschränkt. Dies führt vor allem bei stark verdünnten Gemischen zu einer Anfälligkeit auf statistische Schwankungen und als Folge zu unrundem Motorlauf oder zu Aussetzern. Aus diesem Grund kristallisiert sich immer mehr das Konzept der Hochfrequenzzündung mit Koronaentladung als vielversprechendes alternatives Zündsystem heraus [37], [41], [98], [108].

2.2.3 Hochfrequenzzündung - kaltes Plasma

Der Energieeintrag in die Reaktionszone erfolgt bei diesem Zündsystem durch ein hochfrequentes, elektrisches Wechselfeld im niedrigen MHz-Bereich [30], [41], [108]. Darin werden Elektronen beschleunigt, sodass sie in inelastischen Stößen [57] die Energie zur weiteren Ionisierung und Radikalbildung übertragen. Da die trägen Ionen dem schnellen Polaritätswechsel nicht folgen können, entsteht ein kaltes Plasma mit den oben beschriebenen Eigenschaften. Für den Aufbau des Systems und die genauere Funktionsweise des verwendeten Resonanzschwingkreises wird auf A.1 verwiesen.

Prinzipiell können Hochfrequenzzündler sowohl die Form einer Zündkerze mit gerichteter Anode und Kathode aufweisen oder weitaus freier gestaltet werden [45]. Als besonders vorteilhaft hat sich ein Zünderdesign mit einer oder mehreren scharfkantigen Elektrodenspitzen erwiesen, wobei großflächige Bereiche im Brennraum als Masse dienen. Die Reaktionszone ist dann im Vergleich zur Zündkerze deutlich größer. Bei dieser sogenannten Spitze-Platte Anordnung treten durch die Elektrodenspitzen große Feldverzerrungen und Inhomogenitäten auf. Deswegen nimmt die Stärke des elektrischen Feldes hin zu den Masse führenden Bauteilen rapide ab [64]. Rixecker et al. [98] zeigen durch Simulationen, dass an den Elektroden Feldstärkenüberhö-

hungen von 300 kV/mm (deutlich größer als die eigentliche Durchbruchfeldstärke) auftreten. In Massebereichen hingegen kann diese bei nur wenigen kV/mm gehalten werden. Somit tritt im Idealfall gerade kein Funkendurchbruch auf und ein sich, aufgrund des Stromflusses, stark aufheizender Ionisationskanal [41] kann vermieden werden. Vielmehr bilden sich bei jeder Periode der Hochfrequenz um die Elektroden spitzen Teilentladungen in Form von Streamern (*Koronaentladungen*) aus [98]. Hierdurch wird ein großes Zündvolumen mit hohen Ionisierungsfeldstärken ermöglicht ohne einen überproportionalen Energieverbrauch und Elektrodenverschleiß zu bedingen. In Abbildung 2.7 ist eine Koronaentladung bei einer Spitze-Platte Anordnung skizziert. Da die Feldstärke von der Elektroden spitze zur Masse sukzessive abnimmt, findet nahe der Spitze die stärkste Ionisierung und Radikalisierung statt. Diese Prozesse werden mit größeren Abständen immer schwächer, bis im feldschwachen Bereich Rekombinationsvorgänge und Anlagerungen an elektronegative Moleküle dominieren.

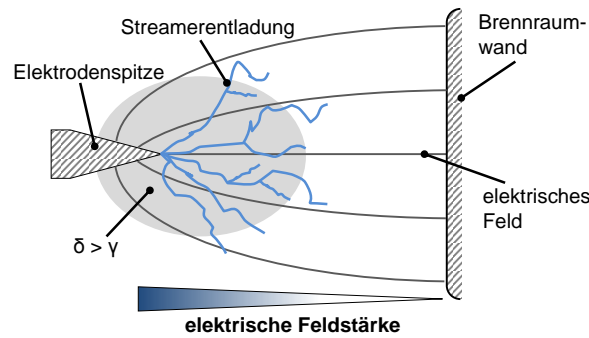


Abbildung 2.7: Skizze einer Koronaentladung bei Spitze-Platte Anordnung

Die elliptische Fläche deutet den Bereich an, in dem die Produktion der Ladungsträger größer ist, als deren Elimination (Ionisierungskoeffizient: $\delta > \gamma$)⁹ [62]. Wird die Koronaspannung so weit gesteigert, dass dieser Bereich bis zur Masse reicht, kommt es zu einem Funkendurchbruch ähnlich der Spulenzündung. Koronaentladungen weisen wegen der Zusammenhänge des Paschengesetzes (Kapitel 2.2.1) eine starke Druckabhängigkeit auf. So sind Streamer bei kleineren Drücken aufgrund einer größeren freien Wellenlänge zwar länger, jedoch ist die Koronaentladung bei hohen Drücken stärker verästelt [37], [41], [98], [108]. Die dann größere Durchschlagspannung ermöglicht eine weitere Steigerung der Feldstärke um die Elektroden spitze.

Je nach Brennraumbedingungen können die Plasmakanäle eine Länge von bis zu mehreren cm erreichen und mit den Verästelungen gegenüber anderen Zündsystemen ein ungleich vergrößertes Gebiet zur Initialentflammung bilden. Mehrere Elek-

⁹Zur genauen Charakterisierung dieser Eigenschaften sei auf Janzen [59] und Küchler [62] verwiesen.

trodenspitzen vervielfachen diesen Effekt. Das daraus entstehende Potenzial und die Eignung zum Zünden verdünnter Gemische wurde bereits mehrfach gezeigt [9], [37], [39], [41], [45], [98], [108]. Je nach Versuchsträger konnten Verbesserungen der Restgasverträglichkeit wie auch der Abmagerungsrate von bis zu 20 % realisiert werden. Bei Graf et al. [39] wird durch Schlierenaufnahmen in einer Verbrennungsbombe deutlich, dass der dafür verantwortliche kurze Brennverzug aus der Zündung im Volumen und der sofortigen Bildung eines turbulenten Flammenkerns rührt. Auch bei Schenk et. al [108] wird der Vorteil des deutlich vergrößerten Zündvolumens deutlich. Hier wurde die Zündung nicht nur mit der herkömmlichen Funkenzündung, sondern auch mit einem Laserzündsystem verglichen. Neben den bekannten Effekten bei homogener Ladungsverdünnung konnten auch Vorteile in der Robustheit bei Schichtbrennverfahren verzeichnet werden. Durch die Entflammung an mehreren Orten werden Fluktuationen in der lokalen Gemischzusammensetzung kompensiert. Während Koronazünder bei Graf et al. [39] noch nicht volllastfähig waren, konnte in [108] eine reduzierte statistische Schwankung bei höheren Lasten erzielt werden, was einen sicheren Betrieb näher am Klopflimit ermöglicht.

Diese Vorteile der HF-Zündung zu nutzen und durch die Möglichkeiten der vorliegenden Brennraumkonfiguration sowie weiterer Einflussgrößen im Hinblick auf Magerbrennverfahren zu erweitern, stellt eine der Kernaufgaben dieser Arbeit dar.

2.3 Flammenkernbildung und Verbrennung

Eine Verbrennung findet nur statt, wenn der Brennstoff mit dem Oxidationsmittel zusammengeführt wird. Je nachdem, ob im Vorfeld eine Mischung der Reaktanden stattfindet, wird zwischen einer vorgemischten und einer nicht-vorgemischten Verbrennung unterschieden [60], [61]. Weiter werden Flammen zusätzlich nach dem vorliegenden Strömungsfeld beurteilt. Im Vergleich zum laminaren Zustand wird unter turbulenten Bedingungen bei vorgemischten Flammen die Umsatzgeschwindigkeit durch eine Faltung der Flammenfront (Oberflächenvergrößerung) erhöht. Bei der nicht-vorgemischten Verbrennung hingegen wird durch turbulente Bedingungen die Durchmischung verbessert. In Brennräumen von Verbrennungsmotoren sind die Bedingungen hauptsächlich turbulent, wobei die Diffusionsflamme des Dieselmotors einer nicht-vorgemischten Verbrennung und die Reaktion des homogenen Gemischs des Ottomotors einer vorgemischten Verbrennung entspricht.

Unter ideal vorgemischten Bedingungen gibt es vor der Flamme eine Zone unverbrannten Gemischs und hinter der Flamme die Zone des Verbrannten. Die Grenzfläche bildet die sehr dünne Reaktionszone der eigentlichen Flamme, die sich mit der laminaren Brenngeschwindigkeit (S_l) durch das Gemisch bewegt [61]. Turbulenz wird unter diesen Bedingungen oft nur als eine Vergrößerung der Reaktionszone betrachtet.

2.3.1 Laminare Brenngeschwindigkeit

Da sie sowohl im laminaren als auch im turbulenten Strömungsfeld Bedeutung bei der Entflammung und Verbrennung von Gemischen hat, ist die laminare Brenngeschwindigkeit S_l eine entscheidende Größe zur Charakterisierung der Brennbedingungen. Diese wurde für viele Gemische über einen weiten Bereich vermessen und kann durch Verwendung empirischer Korrelationen beschrieben werden [34], [73] [81]. Diesen Ansätzen liegt die laminare Brenngeschwindigkeit unter Referenzbedingungen (S_{l0}) zugrunde. Druck und Temperatur sind hierbei konstant¹⁰, sodass S_l dann nur von der Gemischzusammensetzung und vom Brennstoff abhängt.

Im weiteren Verlauf soll die laminare Brenngeschwindigkeit durch eine Korrelation von Metghalchi und Keck [81] genauer analysiert werden (siehe Gleichung 2.11). Obwohl dieser Mechanismus für sehr magere Gemische teils zu langsame Reaktionsgeschwindigkeiten voraussagt, eignet er sich vor allem wegen seiner guten Korrelation mit Messdaten bei stöchiometrischen Gemischen und einer breiten Gültigkeit zur Erläuterung weiterer Einflussgrößen. Aus Abbildung 2.8 wird für Benzin deutlich, dass S_{l0} in unterstöchiometrischen Gemischen (etwa $\lambda = 0,85$) das Maximum

¹⁰T = 298 K und p = 1.013 bar

erreicht und vor allem bei sehr mageren Gemischen zunehmend langsamer wird. Der Einfluss des Kraftstoffs wird durch die empirisch bestimmten Koeffizienten B_m , B_λ und $\frac{1}{\lambda_m}$ ¹¹ beschrieben [81].

$$S_{l0} = B_m + B_\lambda \cdot (\phi - \phi_m)^2 \quad (2.11)$$

mit

$$\phi = \frac{1}{\lambda}; \quad \phi_m = \frac{1}{\lambda_m} \quad (2.12)$$

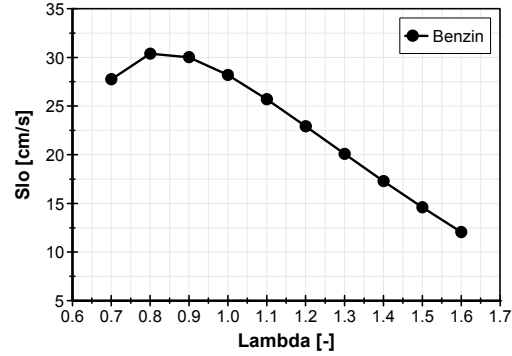


Abbildung 2.8: S_{l0} für Benzin

Neben diesen Einflussgrößen zeigt die laminare Brenngeschwindigkeit eine starke Abhängigkeit von Temperatur und Druck, was über die beiden mittleren Terme der Gleichung 2.13 berücksichtigt wird. Die empirisch bestimmten Exponenten α wie β sind wiederum nur vom Luftverhältnis abhängig (Gleichungen 2.14). Es wird deutlich, dass die Temperatur einen weitaus größeren Einfluss als der vorherrschende Druck besitzt. Dieser wirkt sich im Gegensatz zur Temperatur negativ auf S_l aus, was darin begründet ist, dass mit steigendem Druck die freie Wellenlänge ζ sinkt und deswegen Stoßprozesse mit weniger Energie erfolgen. Der letzte Teil der Gleichung berücksichtigt eine Verlangsamung der Brenngeschwindigkeit durch zusätzliches Inertgas, wie beispielsweise durch AGR¹².

$$S_l = S_{l0} \left[\frac{T_u}{T_0} \right]^\alpha \cdot \left[\frac{p}{p_0} \right]^\beta (1 - f \cdot F) \quad (2.13)$$

mit

$$\alpha = 2,18 - 0,8(\phi - 1); \quad \beta = -0,16 + 0,22(\phi - 1) \quad (2.14)$$

Somit ergibt sich für verdünnte Gemische eine signifikante Reduktion der laminaren Brenngeschwindigkeit. Verstärkt wird dieser negative Effekt bei Ottomotoren, wenn die Zündung aufgrund der längeren Brenndauer früher eingeleitet werden muss und deswegen bei niedrigeren Temperaturen erfolgt.

¹¹für Benzin: $B_m = 30,5$, $B_\lambda = -54,9$, $\lambda_m = 0,83$

¹²F ist der Molenbruch des Inertgases ($f = 2,1$ für zurückgeführtes Abgas)

Die Größe der laminaren Brenngeschwindigkeit ist vor allem deshalb von entscheidender Bedeutung, da sie in der ganz frühen Phase der Entflammung fast ausschließlich für die Zündfähigkeit des Gemischs verantwortlich ist. Erst, wenn Längenskalen der Wirbel und Flammenkerngröße zusammen passen, ist die Ausbreitung einer Flamme neben S_l vor allem vom gegenwärtigen Strömungszustand abhängig [5]. Hat der Flammenkern eine bestimmte Größe erreicht, vermögen Wirbel bestimmter Größe einzudringen ($l < r_k$) [13], [49] und seine Oberfläche durch Faltung zu vergrößern.

2.3.2 Turbulente Skalen

Bei Turbulenz auftretende Wirbelstrukturen haben unterschiedliche Größe und Geschwindigkeit, weshalb sie anhand von Längen- und Zeitskalen quantifiziert werden können. Zunächst sind Wirbel relativ groß und werden nur von den räumlichen Randbedingungen begrenzt, wie beispielsweise die Dimensionierung des Brennraums. Diese größtmögliche Wirbelstruktur wird als das integrale Längenmaß l_0 bezeichnet. In diesen Wirbeln steckt auch der größte Anteil an kinetischer Energie. Aufgrund von Wechselwirkungen und Scherkräften im Fluid zerfallen diese großen Wirbel in einer Energiekaskade in immer kleinere Strukturen, bis Kleinstwirbel in thermische Energie dissipieren. In diesem sogenannten Kolmogorov Längenmaß l_K ist der molekulare Transport größer als der turbulente Transport, weshalb darunter keine turbulenten Prozesse mehr stattfinden. Dazwischen befindet sich das Taylor-Mikrolängenmaß l_T , das näherungsweise Skalen definiert, in denen kinetische Energie von großen in kleinste Wirbel übertragen wird¹³.

- Integrales-Längenmaß l_0 (großskalige Wirbel; engl. „Large Eddy“)
- Taylor-Mikrolängenmaß l_T (mittelgroße Wirbel)
- Kolmogorov-Längenmaß l_K (Kleinstwirbel)

In diesen turbulenten Prozessen sind schnelle, stochastische Fluktuationen von Geschwindigkeit und anderen Zustandsgrößen wie Temperatur oder Dichte charakteristisch. Die stochastische Natur der Turbulenz bewirkt, dass sich im Verbrennungsmotor für jedes Arbeitsspiel eine individuelle Wirbelstruktur ausbilden kann, was eine determinierte Charakterisierung der vorliegenden Zylinderinnenströmung verhindert. Da im Normalfall jedoch nicht die lokal zufälligen Strukturen, sondern

¹³Eine präzise Beschreibung von Längen- und Zeitskalen ist beispielsweise in [61] oder [100] zu finden.

globale Aussagen Bedeutung haben, können turbulente Strömungen durch Wahrscheinlichkeitsdichten, also in einer statistischen Betrachtungsweise beschrieben werden [61], [100]. Dafür lässt sich gemäß der analytischen Beschreibung der isotropen, turbulenten Strömung nach Reynolds, der zeitliche Mittelwert mit einer Schwankungsgeschwindigkeit koppeln. In anderen Worten bedeutet dies, dass die Momentangeschwindigkeit in einen gemittelten und einen überlagerten Anteil unterteilt werden kann [28]. Dabei entspricht der gemittelte Anteil der Strömungsgeschwindigkeit \bar{U} und die Schwankungsbreite der Turbulenzintensität u' .

Die beiden Abschnitte 2.3.1 und 2.3.2 behandeln die Grundlagen für die turbulente Verbrennung im Ottomotor. Dabei zeigt das Verhalten der laminaren Brenngeschwindigkeit, warum bei Ottomotoren mit zunehmendem Luftüberschuss oder mit zurückgeführtem Abgas die Zünd- und Brennbedingungen deutlich schlechter werden. Eine turbulente Strömung kann helfen, diese Nachteile durch Faltung der Flammenfront zu kompensieren. Dabei gilt es sowohl zu beachten, dass Turbulenz durch stochastische Phänomene bestimmt ist und dass die Wirbelgröße eine entscheidende Auswirkung hat. Im Folgenden wird deswegen dieser Einfluss in der turbulenten Brenngeschwindigkeit charakterisiert. Allerdings ist vor allem beim Zündprozess der Einfluss der Ladungsbewegung sowohl hochkomplex, als auch sehr empfindlich, weswegen der Turbulenz bei der Flammenkernbildung eine besondere Bedeutung zukommt.

2.3.3 Turbulente Brenngeschwindigkeit und Flammenkernbildung

Turbulente Vormischflammen wurden vielerseits empirisch und theoretisch untersucht [1], [21], [49], [61], [60], [94], [119]. Ein einfacher Ansatz für die turbulente Brenngeschwindigkeit S_t wurde bereits von Damköhler im Jahr 1940 vorgestellt [21]. Hier ist die Idee, dass die turbulente Flammenfront einer gewinkelten laminaren Flammenfront vergrößerter Oberfläche entspricht. Dafür ergibt sich für die turbulente Flammengeschwindigkeit mit $A_t/A_l = 1 + u'/S_l$ der Zusammenhang

$$S_t = S_l \left(1 + \frac{u'}{S_l} \right) \quad (2.15)$$

Dieser Ansatz stimmt für geringe Turbulenzintensitäten gut mit Messdaten überein. Bei höherer u' kann jedoch eine degressive Abhängigkeit der Flammengeschwindigkeit beobachtet werden. Ferner zeigen Abdel-Gayed et al. [1] mit einem Aufbau von Ventilatoren in einer Verbrennungsbombe, dass zu hohe Turbulenz sogar zu

lokaler Flammenlöschung führen kann. Folgearbeiten, wie beispielsweise [119], verwenden deswegen als Erweiterung des Ansatzes von Damköhler Modelle¹⁴ der Form

$$S_t = S_l \left(1 + C \left(\frac{u'}{S_l} \right)^m \right). \quad (2.16)$$

Hier kann mit dem Exponenten m kleiner als eins die Reduktion der Brenngeschwindigkeit berücksichtigt werden. Diese Beziehung (Gleichung 2.16) gilt für voll ausgebildete Flammenfronten, bei denen Turbulenz gewöhnlich die beschriebene Erhöhung der Umsatzrate zur Folge hat. Sie stellt einen Spezialfall dar, bei dem übrige Verluste vernachlässigbar sind. Während des Zündprozesses und der frühen Phase der Flammenkernbildung haben diese Einflussfaktoren jedoch große Bedeutung. Herweg [49] stellt in der Gleichung für S_t bei der Bildung von Flammenkernen fünf signifikante Terme heraus (Gleichung 2.17).

$$\frac{S_t}{S_l} = \underbrace{I_0 + I_0^{\frac{1}{2}}}_I \cdot \underbrace{\left(\frac{[\bar{U}^2 + u'^2]^{\frac{1}{2}}}{[\bar{U}^2 + u'^2]^{\frac{1}{2}} + S_l} \right)^{\frac{1}{2}}}_{II} \cdot \underbrace{(1 - e^{(-r_K/l)})^{\frac{1}{2}}}_{III} \cdot \underbrace{(1 - e^{(-t/t_0)})^{\frac{1}{2}}}_{IV} \cdot \underbrace{\left(\frac{u'}{S_l} \right)^m}_V \quad (2.17)$$

Term I berücksichtigt den Einfluss durch Flammenstreckung, die im laminaren Fall als ein auf die Flammenoberfläche bezogener Oberflächenzuwachs beschrieben und in turbulenten Strömungen als Verhältnis der Turbulenzintensität zum Taylorlängenmaß definiert ist [1]. Sie setzt sich somit als effektive Streckrate K in Gleichung 2.18 zusammen.

$$K = K_l + K_t = \frac{1}{A} \cdot \frac{dA}{dt} + \frac{u'}{l_T} \quad (2.18)$$

In Gleichung 2.17 ist der Einfluss der Streckrate mit dem Faktor I_0 präzisiert. Dieser beschreibt das Verhältnis der laminaren Brenngeschwindigkeit unter Einfluss der Streckrate zur laminaren Brenngeschwindigkeit ohne Streckung. Nach einem Modell von Matthews [79] hängt der Einfluss der Streckung auf die laminare Brenngeschwindigkeit S_l von der laminaren Flammenfrontdicke und der Karlovitzzahl ab. Diese ist wiederum durch das Verhältnis der Zeitskala für chemische Prozesse zur kleinsten turbulenten Zeitskala (Kolmogorovskala) beschrieben und ist ein Maß dafür, inwieweit Flammenstruktur und chemische Prozesse von turbulenten Prozessen beeinflusst werden.

¹⁴Diese Ansätze basieren alle auf der Flamelet-Theorie [94]. Dabei werden reaktionskinetische Prozesse viel schneller als Transportvorgänge angenommen, sodass die Flamme einer dünnen Schicht ($<$ Kolmogorov-Länge) zwischen Verbranntem und Unverbranntem entspricht.

$$S_l = K \cdot \frac{\delta_l}{Ka} \quad (2.19)$$

mit

$$Ka = \frac{t_c}{t_K} \quad (2.20)$$

Wird $I_0 < 1$ ist dieser Einfluss negativ, was bei kleinen Längsskalen und gleichzeitig kleinen Kernradien¹⁵, einer geringen laminaren Brenngeschwindigkeit sowie einer niedrigen Dichte im Unverbrannten der Fall ist. Bei mageren Gemischen ist dies immer der Fall, weswegen diese besonders empfindlich auf Flammenstreckung reagieren und gelöscht werden können. Kritisch sind zudem hohe Turbulenzintensitäten in Form kleiner Skalen zum ZZP, da diese früh in den Flammenkern eindringen und ihn strecken können. Wegen der Abhängigkeit vom Kernradius geht I_0 bei einer ausgebildeten Flammenfront gegen eins.

Term II behandelt den effektiven Turbulenzgrad und bestimmt das Verhalten der Flammenentwicklung, wenn sie z.B. durch die Elektroden der Zündkerze behindert wird. Ist dies der Fall, kann die Turbulenz nicht in voller Intensität wirken. Die mittlere Strömungsgeschwindigkeit \bar{U} hat bei diesem Term eine Steuerungsfunktion. Denn wenn diese größer als die laminare Brenngeschwindigkeit ist, kann sie den Flammenkern aus dem Elektrodenspalt tragen bevor er behindert wird, wodurch er sich frei entwickeln kann¹⁶. Dieser Term hat vor allem für den instationären Zündprozess Bedeutung, sodass sobald sich die Flamme frei im Strömungsfeld mitbewegt \bar{U} gleich null zu setzen ist.

Term III und IV berücksichtigen, dass der Einfluss der Turbulenz in der frühen Phase ein instationärer Prozess ist. Zunächst vermögen nur kleinste Wirbel in den Flammenkern einzudringen und Faltungsprozesse zu bewirken. Erst mit zunehmender Flammenkerngröße ist dies auch für größere Skalen möglich. In ähnlicher Weise wird in IV die Zeit berücksichtigt, die für Faltung der Flamme zur Verfügung gestanden hat.

Term V beschreibt das Verhalten einer entwickelten, turbulenten, sich frei ausbreitenden Flamme. Dieser Term zusammen mit einer Vernachlässigung der Streckung ($I_0 = 1$) stellt wieder den Sonderfall aus Gleichung 2.16 dar.

¹⁵bis $r_K = 10mm$

¹⁶Ist $u'/S_l > 1$, wird dieser Behinderung auch entgegengewirkt.

Die aus Gleichung 2.17 gewonnenen Erkenntnisse lassen sich nun auf den Prozess der Flammenkernbildung anwenden. Herweg [49] unterteilt diesen dazu in vier Phasen (siehe Abbildung 2.9). In dieser Abbildung ist die Flammenfrontgeschwindigkeit über der zeitlichen Entwicklung des Flammenkerns dargestellt. Über der Kurve sind für jede Phase die Faktoren beschrieben, die sich positiv auf die Flammenfrontgeschwindigkeit auswirken. Darunter stehen die Einflussgrößen, welche die Flammenfrontgeschwindigkeit reduzieren. Je nach Verhältnis steigt oder sinkt die Flammenfrontgeschwindigkeit (mit Pfeilen angedeutet).

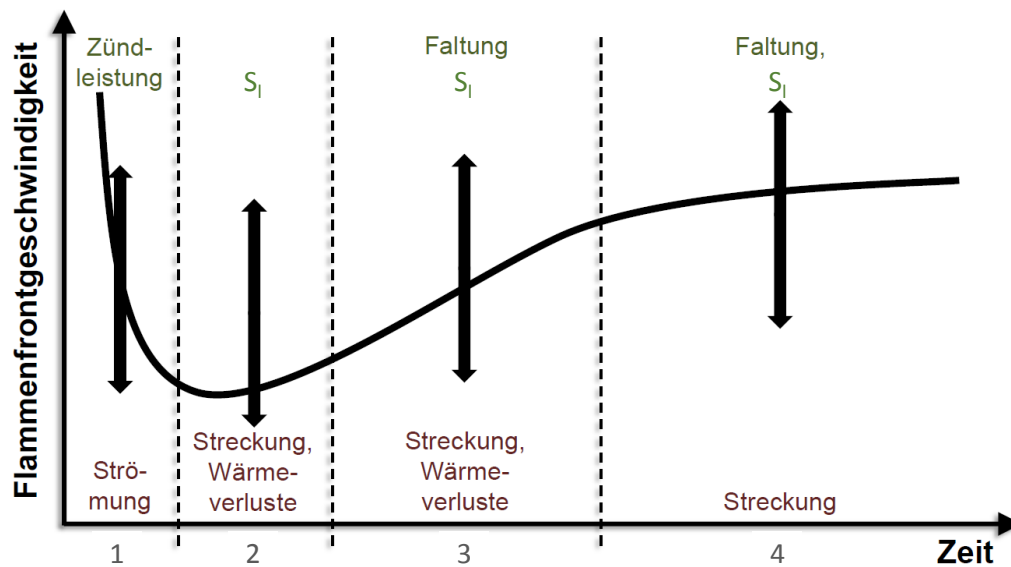


Abbildung 2.9: Phasen der Flammenkernbildung nach [49]

Phase 1 ist dadurch charakterisiert, dass die Zündquelle das Gemisch beeinflusst, also den Flammenkern durch das Plasma bildet. Da der spezifische Energieeintrag die Mindestzündenergie meist weit übersteigt (vgl. Kap. 2.2.2), hat die Flammenfrontgeschwindigkeit einen hohen Startwert und fällt dann zunächst steil ab. Bei Verwendung der Funkenzündung kann, vergleichbar zur Interpretation des Terms II der Gleichung 2.17, die mittlere Strömungsgeschwindigkeit \bar{U} in dieser Phase die Flammenkernbildung stark beeinflussen. Ist \bar{U} gering, wird nach den ersten Reaktionen die weitere Energie der Zündquelle im Verbrannten entladen und kann kein weiteres Gemisch entflammen. Bei angepassten Werten von \bar{U} wird der Flammenkern zum einen aus der Zone der Elektroden getragen und zum anderen das heiße Plasma während der ganzen Entladungszeit mit Frischgemisch versorgt (Teil (a) Abbildung 2.10). Resultat dieses sogenannten Flammenhaltereffekts ist dann ein deutlich größerer Flammenkern, in den auch größere Wirbel eindringen und ihn falten können. Weiter kann mit einer angepassten mittleren Strömungsgeschwindigkeit eine Auslen-

kung des Zündfunkens erreicht werden, was den Energieübertragungswirkungsgrad durch eine vergrößerte Einflusszone weiter steigert [28], [36], [88]. Inwieweit sich solche Einflüsse von \bar{U} bei der Hochfrequenzzündung auch beobachten lassen, ist noch nicht geklärt und stellt eine wichtige Aufgabe dieser Arbeit dar. Beim Vergleich von Untersuchungen von Günther et al. [36] und Tröger et al. [37], die am gleichen Strömungsprüfstand durchgeführt wurden, zeigt sich für beide Zündsysteme ein unterschiedliches Verhalten. Während der Zündfunke durch die Strömung ausgelenkt wird, schrumpft die Koronaentladung. Grund hierfür ist offensichtlich ein Abtransport von Ladungsträgern und Radikalen aus der ohnehin weniger energiedichten Einflusszone.

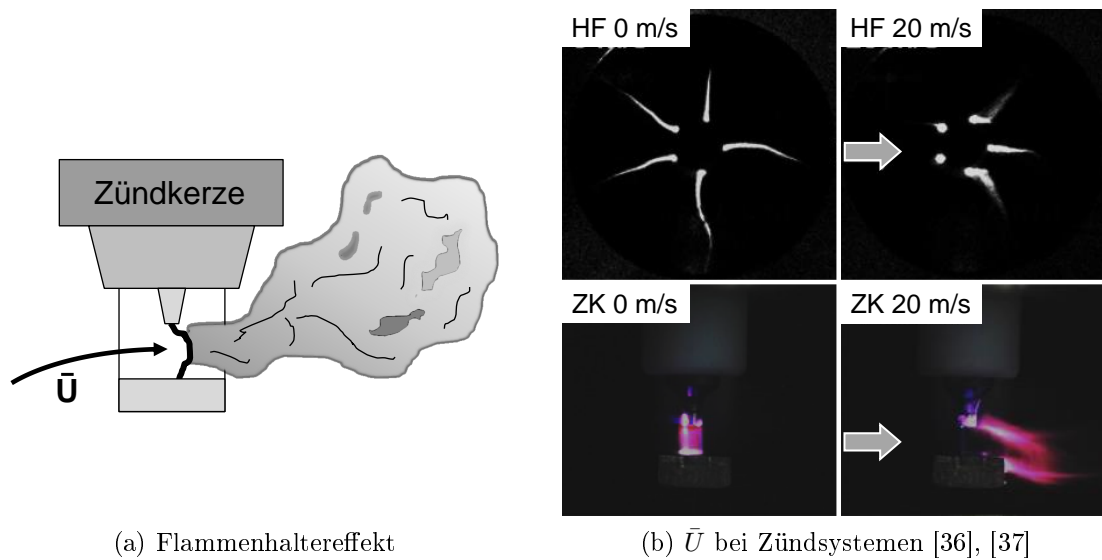


Abbildung 2.10: Einfluss großskaliger Strömungsformen auf Zündsysteme

Da das Zündplasma nicht mehr wirkt, muss sich der Flammenkern ab Phase 2 selbständig entwickeln. Damit eine selbsterhaltende Flammenfront ausgebildet wird, ist es demnach erforderlich, dass die aus den chemischen Reaktionen freigesetzte Energie mindestens Wärmeverluste und Flammenstreckung ausgleichen. Ohne Energieeintrag durch das Zündsystem kann auch \bar{U} den Flammenkern nicht mehr unterstützen, sodass er nur noch dem Einfluss von u' unterliegt. Allerdings führt ein zu schnelles Anwachsen der Turbulenzintensität zu großen Streckraten. Dies macht klar, dass die zeitliche Entwicklung der Turbulenzintensität sorgfältig an die Entflammung angepasst werden muss.

Auch in Phase 3 haben die genannten Verluste einen großen Einfluss. Jedoch steigt durch Anwachsen des Flammenkerns der positive Turbulenzeinfluss, was eine Vergrößerung der Reaktionszone durch Flammenfaltung mit sich bringt.

In Phase 4 ist die Flammenfront schließlich voll entwickelt und es können nahezu alle Längen- und Zeitskalen wirken. Wärmeverluste werden vernachlässigbar und obwohl auch der Einfluss der Flammenstreckung immer weiter nachlässt, können die jetzt wirksamen energiereichen Wirbelstrukturen die Flamme weiter strecken oder sogar zu einem Zerreißen der Flammenkontur führen. Die dadurch entstandenen Bruchstücke können als neue Flammenkerne mit den Bedingungen früherer Phasen betrachtet werden.

2.3.4 Turbulenzgenerierung

In den Abschnitten 2.3.1 bis 2.3.3 wurde der Zusammenhang zwischen der turbulenten Brenngeschwindigkeit und den Bestandteilen der Zylinderinnenströmung aufgezeigt. Daraus wird deutlich, dass sich Turbulenz positiv auf den Massenumsatz auswirkt, so lange diese in zeitlicher und räumlicher Entwicklung an Entflammung und Verbrennung angepasst ist. Viele Arbeiten bestätigen, dass sich bei homogen betriebenen Ottomotoren durch Ladungsbewegungsmaßnahmen die Brenndauer signifikant verkürzen lässt und sich des Weiteren eine höhere Toleranz gegenüber Ladungsverdünnung einstellen kann [13], [51], [70], [72], [88].

Eine sehr wirkungsvolle Möglichkeit geeignete Fluidbewegungen während der Verbrennung in Brennräumen von Motoren zu erzeugen, bietet die Erhaltung der kinetischen Energie aus dem Einlassvorgang bis spät in die Kompression. Bestimmte Ansaugkanalgeometrien oder Einbauten in den Kanälen [28], [70], [127], erzeugen zusammen mit der Brennraumgeometrie großskalige Wirbelstrukturen. So können zwei durch die Lage ihrer Drehachse im Zylinder unterscheidbare Ladungsbewegungsformen erzielt werden. Ein Wirbel, der sich um die Hochachse des Zylinders ausbildet, wird Drall genannt. Als Tumble bezeichnet man einen Wirbel um die Zylinderquerachse, praktisch eine Strömung in Verlängerung der Krümmung des Ansaugkanals, die durch den Kolbenboden umgelenkt wird (Abbildung 2.11). Weiter können Quetschströmungen und Einspritzvorgänge zu Strömungen im Zylinder führen [13], [28], [51], was durch die Erhöhung der Scherkräfte zu einem Turbulenzerfall beitragen kann. Bei Eichhorn et al. [24] wird dies durch einen Vergleich mehrerer Injektorvarianten demonstriert. Der Einspritzvorgang in den Saughub hat hier große Auswirkungen auf die Turbulenz zum ZZP.

Tumble: Die Tumbleströmung ist bei Ottomotoren verbreiteter als die Drallströmung. Das grundlegende Prinzip der Erzeugung beruht auf einer vermehrten Strömung über den oberen Ventilspaltbereich. Allein eine Krümmung des Einlasskanals bewirkt aufgrund der Trägheit der Ansaugluft schon die prinzipielle Ausbreitung dieser großskaligen Wirbelstruktur. Verstärkt wird dies durch zusätzliche Maßnah-

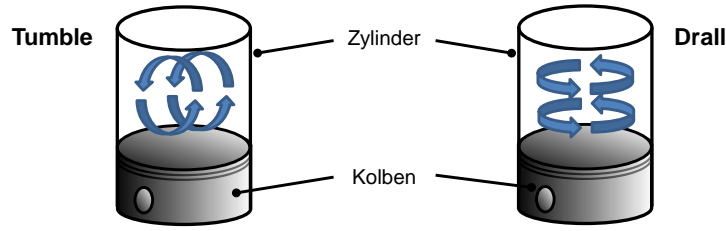


Abbildung 2.11: Lage der Ladungsbewegungsformen im Brennraum

men, wie Tumblebleche oder durch Ventil- und Ventilsitzmaskierungen. Erst wenn die Strömungsgeschwindigkeit im Zylinder signifikant größer ist als die Kolbengeschwindigkeit wird die Strömung am Kolbenboden reflektiert und die walzenartigen Wirbel können sich ausbilden. In der folgenden Aufwärtsbewegung des Kolbens wird das integrale Längenmaß nun kontinuierlich reduziert. Die Folge ist eine Beschleunigung der Strömung mit Zerfall in kleinere Wirbelstrukturen aufgrund der immer höheren Scherkräfte. Gegen Ende der Kompression kann die Struktur des Wirbels nicht mehr aufrecht erhalten werden. Es folgt die Dissipation der Energie mit sehr hohen Turbulenzintensitäten ¹⁷(vgl. Kapitel 2.3.2).

Deswegen nimmt mit Anwachsen des Kurbelwinkels aufgrund der Kompression durch die Energieerhaltung \bar{U} bis kurz vor OT weiter zu und fällt danach in etwa parabolisch ab [13], [49]. Des Weiteren steigt \bar{U} mit zunehmender Motordrehzahl an, da sich in Folge größerer Kolbengeschwindigkeiten auch die Einströmgeschwindigkeiten vergrößern.

Drall: Ein hauptsächlich bei Dieselmotoren weit verbreiteter Ladungsbewegungsmechanismus ist die Drallströmung. Diese Strömungsform ist meist stabiler als der Tumble, da sich wegen der axialen Lage des Wirbels im Zylinder das integrale Längenmaß kaum ändert. Deshalb resultiert daraus nicht ein schneller Turbulenzzerfall, sondern eine kontinuierliche Turbulenzgenerierung aus der großskaligen Wirbelstruktur. Dies hilft bei der Verbrennung der Diffusionsflamme des Dieselmotors, Reaktionspartner zu mischen und entstandene Partikel mit überschüssigem Sauerstoff zu oxidieren. Durch hohe, radiale Geschwindigkeitskomponenten und infolge der intensiven Transportbewegung, kann der Drall beim Ottomotor zu einer verbesserten Gemischaufbereitung und wegen großer Anteile an \bar{U} unmittelbar nach Einleitung der Zündung zu einem schnellen Anwachsen des Flammenkerns führen. Darüber hinaus unterliegt eine Drallströmung aufgrund ihrer Robustheit weniger stark zyklischen Schwankungen als eine Tumbleströmung [28], [70], [127]. Eine für Ottomotoren mögliche Methode der Drallerzeugung stellt ein asymmetrisches Einströmen

¹⁷ $\bar{U} \rightarrow u'$

des Frischgases und die folgende Ablenkung der Strömung an der Zylinderwand dar. Dies wird durch Tangentialkanäle oder durch Drallklappen sowie die Maskierung an nur einem Ansaugkanal erreicht. Auch asynchrone Öffnungszeiten von Ventilen sind eine mögliche Methode zur Drallerzeugung.

Mit dem Einfluss auf Umsatzgeschwindigkeit sowie Mischungs- und Transportvorgänge kann eine intensivierte Zylinderinnenströmung ein essentieller Baustein zur erfolgreichen Umsetzung von Magerbrennverfahren sein. Die Untersuchung dieser beiden prinzipiellen Strömungsformen in Verbindung mit den Faktoren Zündung und Einspritzung ist ein wichtiger Teil der vorliegenden Untersuchungen.

2.3.5 Klopfende Verbrennung

Eine klopfende Verbrennung tritt auf, wenn sich das Kraftstoff-Luft-Gemisch in Endgaszonen (unverbranntes Gemisch) selbst entzündet, bevor die eigentliche Verbrennungsflamme diese Zonen erfasst. Anstelle einer deflagrativen Flammenfrontverbrennung treten dann Detonationen mit einer Flammenausbreitungsgeschwindigkeit von über 2000 m/s auf. Im Vergleich zu den in den letzten Abschnitten gezeigten laminaren und turbulenten Brenngeschwindigkeiten, stellen diese Reaktionen eine nahezu isochore Wärmezufuhr mit der Folge großer Druck- und Temperaturgradienten dar. Hierdurch wird die gesamte Gasmasse in hochfrequente Schwingungen versetzt, was neben störenden Geräuschen vor allem zur Bauteilschädigung führt. Wie bei allen Zündprozessen sind diese Selbstzündungsmechanismen von der chemischen Kinetik bestimmt, also eine Funktion der Kraftstoffeigenschaften sowie von Brennraumtemperatur und -druck¹⁸ bzw. deren Historie¹⁹ [51], [61]. Nach Einleitung der regulären Zündung wird das Endgas von der Flammenfront komprimiert und erhitzt [8], [61]. Ist die Brenngeschwindigkeit im Gemisch zu langsam, tritt ausgehend von Stellen mit hoher Temperatur im Brennraum²⁰ eine Selbstzündung auf, bevor die Flamme das Endgas verbraucht. Deswegen sind besonders Downsizing- und Downspeedingmotoren mit hohem Mitteldruck bei niedrigen Drehzahlen gefährdet.

Klopfen gehört bei Ottomotoren zu den Hauptlimitierungsfaktoren des Wirkungsgrades. Denn um diese Reaktionen zu verhindern, muss entweder die Wärme an klopfgefährdeten Betriebspunkten durch eine Spätverstellung der Zündung zu einem ungünstigeren Zeitpunkt zugeführt werden oder das geometrische Verdichtungsverhältnis gesenkt werden, was sich im gesamten Kennfeld negativ auswirkt (vgl. Kapitel 2.1).

¹⁸Aktivierungsenergie

¹⁹Radikalbildung und Kettenverzweigungsmechanismen (vgl. Kapitel 2.2)

²⁰Beispielsweise Auslassventile

Das Ziel muss es also sein, diese Selbstzündungsphänomene zu vermeiden. Die Vorteile der Temperaturabsenkung durch Direkteinspritzung und deren Auswirkung auf das Klopfverhalten wurden bereits zu Beginn des Kapitels erwähnt. Ganser et al. [32] versuchen dies, wie auch Grandin und Angström [40], durch Ladungsverdünnung zu ermöglichen. Die Wärmekapazität der zusätzlichen Ladung führt zu geringeren Temperaturen und hilft trotz langsamer Umsatzraten Klopfreaktionen zu unterbinden. Die Realisierung mittels einer gekühlten, externen Niederdruck-AGR zeigte das größte Potenzial, da vor allem bei hohen Lasten und Drehzahlen geringere Inertgasmassenströme realisiert werden müssen als bei einer Abmagerung. Auch das Zündsystem kann helfen, Klopfen zu reduzieren. Rixecker et al. [98] können durch eine Hochfrequenzzündung Vorteile verzeichnen. Hier ist die Zyklenstreuung geringer als bei einer Funkenzündung, weshalb die mittlere Schwerpunktlage der Verbrennung früher gewählt werden kann, ohne zu starke Klopfereignisse zu erlangen. Ähnliche Ergebnisse zeigen auch Schenk et al. [108]. Bei Kratsch et al. [68] wird sogar die Kombination aus Ladungsverdünnung und verbesserter Zündung untersucht, was im Low-End-Torque Bereich Kraftstoffverbrauchsvorteile von bis zu 15 % ermöglicht. Auch Nitschke et al. [87] können positive Effekte durch ein alternatives Zündsystem verzeichnen. Hier kann die Selbstzündung durch eine verkürzte Brenndauer verhindert werden. Dies ist trotz der bei einer erhöhten Umsatzrate höheren Spitzentemperatur möglich, da hier insbesondere der Ausbrand beschleunigt wird. Das Endgas wird so verbrannt, bevor die Ketten dissoziieren und Klopfreaktionen möglich sind. Dass sich eine kurze Brenndauer positiv auf die Klopfneigung auswirkt, bestätigen auch Ergebnisse anderer Arbeiten [99], [127], was verdeutlicht, dass Ladungsbewegung eine weitere wichtige Maßnahme darstellt, Klopfen zu reduzieren.

Aus diesem Abschnitt wird klar, wie wichtig es ist, die Klopfneigung bei Ottomotoren zu senken. Da Ladungsverdünnung eine sehr vielversprechende Maßnahme ist, die Spitzentemperaturen zu senken, kann die magere Verbrennung bei hohen Lasten zusätzliche Vorteile mit sich bringen. Vor allem die Kombination von Hochfrequenzzündung und Ladungsbewegung stellt eine vielversprechende Möglichkeit dar, aufgrund reduzierter Klopfneigung den Wirkungsgrad zu verbessern, die es in dieser Arbeit zu untersuchen gilt.

2.4 Hochdruckeinspritzung am Ottomotor

Seit der Etablierung der Benzin-Direkteinspritzung stehen bei Entwicklung von Einspritzsystemen für Ottomotoren ähnliche Zielgrößen wie bei Dieselmotoren im Fokus. Die Anforderungen an Strahlzerfall, Verdampfung, Vermischung und Transport sind im Vergleich zur Saugrohreinspritzung aufgrund der kurzen Gemischbildungszeit ungleich höher. Eine optimale Gemischaufbereitung ist essentiell für eine effiziente und saubere Verbrennung, welche im Hinblick auf Einführung eines Partikelgrenzwertes für DI-Ottomotoren in der EU-6 Norm nochmals an Bedeutung gewinnt (vgl. Kap. 1).

2.4.1 Grundlagen der Gemischbildung

Eine möglichst feine Strahlaufbereitung ist Voraussetzung für eine effektive und schnelle Verdampfung, da diese neben den Umgebungsbedingungen hauptsächlich von der Kraftstofftropfengröße bestimmt ist. Der Strahlzerfall von Flüssigkeiten wurde bereits 1936 von Ohnesorge [90] charakterisiert. Er zeigte auf, dass das Zerfallsverhalten mittels zweier Ähnlichkeitszahlen beschrieben werden kann. Diese sind zum einen die Weberzahl, welche die auf das Flüssigkeitselement wirkenden Kräfte in das Verhältnis zu seiner Oberflächenspannung σ setzt (Gleichung 2.21) und zum anderen die Reynoldszahl mit dem Verhältnis von Trägheitskräften zu viskosen Reibungskräften²¹ (Gleichung 2.22).

$$We = \frac{\rho \cdot v_{rel}^2 \cdot d_t}{\sigma} \quad (2.21) \quad Re = \frac{v_{rel} \cdot d_t \cdot \rho}{\eta} \quad (2.22)$$

Ohnesorge war es möglich, durch Eliminierung der Geschwindigkeit die dimensionslose Kennzahl Z herzuleiten (Gleichung 2.23). In dieser werden nun die vorliegenden Reibungskräfte mit der Oberflächenspannung und der Trägheit relativiert. Es ist also das Verhältnis von zerfallsfördernden und -verhindernden Kräften. Für eine optimale Strahlaufbereitung muss nun die Ohnesorgezahl möglichst groß sein.

$$Z = Oh = \frac{\sqrt{We}}{Re} = \frac{\eta}{\sqrt{\sigma \cdot d_t \cdot \rho}} \quad (2.23)$$

In seinen Versuchen konnte Ohnesorge den Strahlzerfall in vier Bereiche gliedern²², wobei das bei Direkteinspritzung in Verbrennungsmotoren ausschließlich vorliegende Regime die Zerstäubung ist [7], [33]. Da hier die aerodynamischen Kräfte deutlich größer sind als die Oberflächenspannung, kommt es zu einem chaotischen Zerfall mit

²¹bestimmt durch die dynamische Viskosität η des Fluids

²²Zertropfen, erster windinduzierter Zerfall, zweiter windinduzierter Zerfall, Zerstäuben

kleinen Tropfengrößen. Beim Austritt aus der Düse kann der Strahlzerfall wiederum in zwei Bereiche unterteilt werden (siehe Abbildung 2.12). Mit Primärzerfall wird der Aufbruch der Flüssigkeit noch im Düseninneren und im Düsennahbereich bezeichnet. Für ihn verantwortlich sind aus dem Düsenloch gespülte Kavitationsblasen, Turbulenzstrukturen in der Düse und aerodynamische Wechselwirkungen am Strahlrand [33]. Bestehende Elemente zerfallen im Sekundärzerfall in immer kleinere Tröpfchen. Grund dafür ist die hohe Relativgeschwindigkeit zum umgebenden Gas. Große Scherkräfte sorgen für intensive Turbulenz, welche die Mischung fördert und Luft in den Strahl saugt (Air-Entrainment).

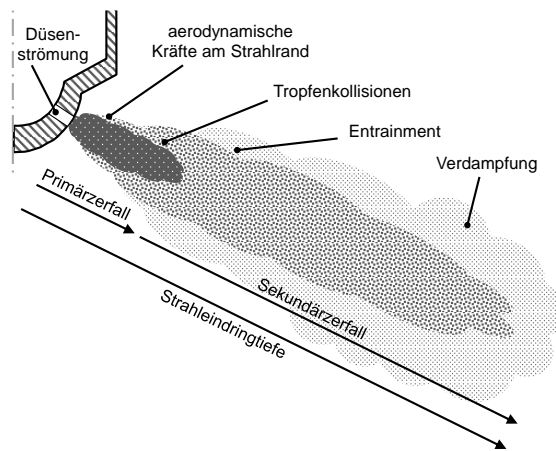


Abbildung 2.12: Schema des Strahlzerfalls

In der Phase des Sekundärzerfalls kommt es häufig zu Tropfenkollisionen, was den Zerfall begünstigen, aber auch in einer erneuten Vereinigung der Tropfen resultieren kann. Ab einer gewissen Eindringtiefe werden Kollisionen immer unwahrscheinlicher, sodass der weitere Zerfall nur noch durch die Interaktion mit der Gasphase bestimmt ist [33].

Die Gleichungen 2.21 bis 2.23 machen nochmals die Notwendigkeit kleiner Tropfengrößen deutlich. Nach [7] wirken sich als beeinflussbare Parameter kleine Düsenlochdurchmesser und eine hohe Austrittsgeschwindigkeit vorteilhaft auf den mittleren Tropfendurchmesser aus. Ein erhöhter Kraftstoffdruck kann beide Größen positiv beeinflussen. Zum einen nimmt mit dem Einspritzdruck auch die Austrittsgeschwindigkeit zu. Eine schnelle Düseninnenströmung führt zusätzlich zu einer erhöhten Kavitation, die maßgeblich für den Primärzerfall verantwortlich ist. Zum anderen wird durch gesteigerten Kraftstoffdruck der Durchfluss der Düse erhöht, weshalb ein kleinerer Lochdurchmesser gewählt werden kann um die für die Volllast nötigen Einspritzmengen zu ermöglichen [120]. Ein erhöhter Kraftstoffdruck wurde bereits in mehreren Arbeiten untersucht, was im Folgenden zusammengefasst werden soll.

2.4.2 Einfluss eines gesteigerten Einspritzdrucks

Aufgrund der oben beschriebenen Zusammenhänge haben sich die Einspritzdrücke für DI-Ottomotoren zu immer höheren Werten entwickelt. Limitierender Faktor ist vor allem die geringere Schmiereigenschaft von Benzin gegenüber Dieselkraftstoff²³. In Serienanwendungen sind zur Zeit Drücke bis 200 bar Stand der Technik. Als Injektoren kommen entweder Mehrlochdüsen (MLD), ähnlich den Gemischbildnern von Dieselmotoren, oder piezoaktuierte Ringspaltdüsen zum Einsatz [67], [120]. Tremmel [120] zeigt, dass mit gleichem Einspritzdruck die Verdampfungsrate bei Ringspaltdüsen deutlich größer ist als bei MLD, weshalb diese Injektoren derzeit auch den Benchmark in puncto Gemischbildung darstellen. Dennoch gibt es Bestrebungen bei den kostengünstigeren und robusteren MLD mit einer weiteren Drucksteigerung die Nachteile überzukompensieren.

Nauwerck et al. [85] konnten bei einer Untersuchung mit Mehrlochdüsen bis 500 bar die theoretischen Potenziale in einer Druckkammer nachweisen. Eine Erhöhung von 100 bar auf 500 bar halbiert bei diesen Versuchen den mittleren Tropfendurchmesser. Auch Tremmel [120] zeigt bei der Untersuchung erhöhten Kraftstoffdrucks mit MLD, dass die Verdampfung des Sprays deutlich verbessert werden kann. Eine vermehrte Kavitation verstärkt diesen Effekt nochmals. Kneifel [67] verwendete eine asymmetrische Sechslloch-Einspritzdüse um den Einfluss von Einspritzdrücken bis 1000 bar auf ein strahlgeführtes Schichtbrennverfahren zu untersuchen. Durch erhöhte Einspritzdrücke wird hier der Strahl zunehmend kompakter und der Kraftstoff ist im Strahl selbst homogener verteilt, was zu verbesserten, steileren Lambdagradienten im Gemisch führt. Dies erhöht die Schichtungsgüte und reduziert die lokale Stickoxidbildung. Wegen einer feineren Zerstäubung reagiert das Spray jedoch sensibler auf zyklische Schwankungen der Strömung. Die Reduzierung der Verluste aus unvollständiger Verbrennung in einem Hochdruckspray reduziert den indizierten Kraftstoffverbrauch [7], [67], [86]. Zusätzlich eröffnet die verkürzte Einspritzzeit mit erhöhtem Druck für ein Schichtbrennverfahren eine freiere Wahl der Einspritzzeit und somit der Lage des Verbrennungsschwerpunktes, was den Verbrauch weiter verbessert. Buri [18] gelang es mit einem ähnlichen Versuchsaufbau wie bei Kneifel [67] durch die Erhöhung des Einspritzdrucks den Schichtbereich bis hin zu 8 bar p_{mi} zu erweitern, was vor allem durch eine Senkung aller relevanter Emissionen möglich war. Hierzu trägt eine homogene, kompakte Flamme mit kurzer Brenndauer bei. Bei vielen Arbeiten konnte der positive Einfluss erhöhten Einspritzdrucks auf die Partikelbildung nachgewiesen werden [7], [18], [67], [86], [111]. Speziell bei Schuman et al. [111] wird dieser Einfluss untersucht. Es stellt sich heraus, dass durch die kompaktere Gemischwolke und den schnelleren Brennverlauf die Rußbildung

²³Hier sind inzwischen Kraftstoffdrücke von bis zu 2500 bar möglich.

am Anfang der Verbrennung stattfindet. Anschließend kann bei noch sehr hohen Temperaturen eine effiziente Nachoxidation erfolgen. Die geringere Konzentration im Abgas hemmt auch die Agglomeration (vgl. Kapitel 2.1.2), was vor allem die Anzahl großer Partikel reduziert. Auch im homogenen Motorbetrieb können Anzahl und Masse der Rußpartikel maßgeblich eingeschränkt werden. Die von Buri [18] im geschichteten Betrieb bei 8 bar p_{mi} gemessene Rußkonzentration liegt mit 1000 bar unterhalb des Wertes von 3 bar p_{mi} und 200 bar. In einer anderen Arbeit wurde von Schumann et al. [112] der Einfluss eines erhöhten Einspritzdrucks auf Katalysatorheiz-Brennverfahren untersucht. Auch hier ist das Potenzial zur Verringerung der Rußemissionen entscheidend, jedoch ergeben sich Vorteile vor allem durch Freiheiten in der Einspritzstrategie. Kleine Spritzlochdurchmesser ermöglichen Minimalmengen, die flexibel positioniert werden können. Die bessere Gemischbildung und effektivere Verbrennung führen hier zu einem geringeren Enthalpiestrom ins Abgas, weswegen die thermodynamischen Vorteile egalisiert werden. Eine signifikante Steigerung der Abgastemperatur kann erst durch eine Ladungsschichtung mit lokal fetten Zonen und einem langsamen Ausbrand im Mageren erzielt werden.

Eine Steigerung des Einspritzdrucks bietet Potenzial hinsichtlich der Zielgrößen Emissionen und Kraftstoffverbrauch. Wichtig ist es, Vorteile stets in Relation zu dem für eine Drucksteigerung nötigen Mehraufwand zu setzen. Unter diesem Aspekt, für Magerbrennverfahren über den Schichtbetrieb hinaus, den Einfluss einer Kraftstoffdrucksteigerung bis 1000 bar zu charakterisieren, ist eine wichtige Aufgabe dieser Arbeit.

3 Zielsetzung der Arbeit

Wie in Kapitel 2.1 herausgearbeitet werden konnte, ist ein magerer Betrieb eine der erfolgversprechendsten Möglichkeiten, den Wirkungsgrad bei Ottomotoren zu steigern. Es wurde gezeigt, dass vor allem homogen magere Brennverfahren, im Anschluss an die begrenzten Kennfeldbereiche der Ladungsschichtung, erhebliche Potenziale für eine effiziente und gleichzeitig partikelarme Verbrennung bergen. Trotz der großen Vorteile bleibt eine Verbreitung dieser Verfahren jedoch aus, da die magerere Abgasnachbehandlung einen erheblichen Mehraufwand darstellt. Einer konsequent mageren Verbrennung bis in die aufgeladene Teillast kann nur der Weg zur Serieneinführung geebnet werden, wenn die Menge der entstehenden Stickoxide drastisch gesenkt wird, damit platz- und kostengünstige Katalysatorkonzepte Anwendung finden können.

Für eine minimale Stickoxidbildung müssen Verbrennungstemperaturen deutlich abgesenkt werden, ohne die Vorteile von Magerbrennverfahren zu vermindern. Um dies zu realisieren, steht an oberster Stelle, eine robuste und reproduzierbare Entflammung unter hochverdünnten Bedingungen zu ermöglichen. Der aktuelle Forschungsstand zeigt, dass die Hochfrequenzzündung mit Koronaentladung diesbezüglich eine vielversprechende Alternative zur konventionellen Spulenzündung darstellt. Die Eignung eines solchen Zündsystems unter allen Betriebsarten ist jedoch noch nicht vollständig geklärt. Besonders die Integration des HF-Zünders in die Brennraumkonfiguration eines strahlgeführten Schichtbrennverfahrens mit zentraler Injektorlage gestaltet sich als schwierig.

Der positive Einfluss einer erhöhten Ladungsbewegung auf die Verbrennung ist bekannt. Die vermehrte Zylinderinnenströmung verbessert die Durchmischung und erhöht die turbulente Brenngeschwindigkeit, was ein zu frühes Löschen der Flamme bei verdünnten Gemischen verhindert. Während eine erhöhte Strömungsgeschwindigkeit zum Zündzeitpunkt das Entflammungsverhalten bei Verwendung der Zündkerze bis zu einem gewissen Grad sogar verbessern kann, sind diese Auswirkungen auf die Hochfrequenzzündung bislang nicht untersucht. Deswegen soll, vergleichend zu den Kenntnissen der Flammenkernbildung unter verschiedenen Strömungszuständen bei der Spulenzündung, eine Charakterisierung der Entflammung durch die Koronaentladung des alternativen Zündsystems erfolgen.

Auch über die Einspritzung kann die Ladungsbewegung merklich beeinflusst werden. Ein erhöhter Einspritzdruck wurde zwar im Hinblick auf Emissionen beim Schichtbrennverfahren untersucht, eine Analyse der Auswirkungen auf die Abmagerungsfähigkeit bei homogenen Brennverfahren ist jedoch noch nicht erforscht. Darüber hinaus birgt eine variable Einspritzstrategie, mit unterstützender Einspritzung zur Erhöhung der lokalen laminaren Brenngeschwindigkeit, erhebliches Potenzial zur Verbesserung der Abmagerungsfähigkeit. Ähnlich einem Zündstrahlverfahren bei Gasmotoren, kann ein leicht entflammbares Gemisch als Zündquelle für sehr mageren Randbereiche des Brennraumes dienen. Um dies realisieren zu können, muss eine präzise Injektorauslegung erfolgen. Spraytargeting und prinzipielle Schichtfähigkeit werden deswegen neben thermodynamischen Untersuchungen auch mittels optischen Analysemethoden und numerischer Simulation erfasst.

Trotz der ähnlichen Wirkung sind zusätzliche Luft durch Abmagerung oder zurückgeführtes Abgas in ihrer chemischen Beschaffenheit grundsätzlich unterschiedlich. So weisen Kohlenstoffdioxid und Wasser des zurückgeführten Abgases eine sehr hohe Wärmekapazität auf, weswegen AGR großes Potenzial zur Absenkung von Stickoxiden hat. Dies mit den Vorteilen der verbesserten Kalorik einer reinen Abmagerung zu kombinieren, kann die Möglichkeit für einen robusten mageren Betrieb mit verringertem Kraftstoffverbrauch und niedrigsten NO_x -Emissionen bergen. Deswegen ist es zusätzlich zu den Parametern Zündung, Einspritzung und Ladungsbewegung eine der Aufgaben dieser Arbeit, die Kombination von Abgasrückführung und Abmagerung zu untersuchen.

Neben den Untersuchungen in der Teillast, ist eine Kenntnis der Potenziale verschiedener Abmagerungsstrategien an aufgeladenen Betriebspunkten von Interesse. Über die Zielgrößen Kraftstoffverbrauch, Partikelemissionen und Stickoxide hinaus, spielt unter diesen Bedingungen die Klopfneigung eine große Rolle bei der Realisierung der erforderlichen Abmagerungsraten. Deswegen ist der Einfluss der zur Verfügung stehenden Parameter auf eine reproduzierbare Entflammung hier von besonderer Bedeutung. Darüber hinaus soll in Abhängigkeit der benötigten Ladedrücke eine Abschätzung erfolgen, bis zu welchem Lastbereich sich Magerbrennverfahren als sinnvoll erweisen.

4 Experimentelle Randbedingungen

Im folgenden Kapitel soll zunächst ein Überblick über die eingesetzten Versuchsträger und die messtechnischen Möglichkeiten geschaffen werden. In einem zweiten Schritt werden die verwendeten Komponenten des Einspritz- und des Zündsystems sowie wichtige Randparameter dieser Bauteile vorgestellt.

4.1 Versuchsträger und Messtechnik

4.1.1 Thermodynamisches Einzylinderaggregat

Die in dieser Arbeit vorgestellten Ergebnisse stammen aus Untersuchungen an einem Einzylinderaggregat. Der Zylinderkopf mit zentraler Injektorlage ermöglicht die Verwendung eines Hochdruckeinspritzsystems. Die Zündkerzenposition ist seitlich zwischen den Auslassventilen geneigt. Das Serienzündsystem kann durch eine Hochfrequenzzündung ersetzt werden, was einen direkten Vergleich der Systeme ermöglicht. Der Brennräum weist die typischen Merkmale eines strahlgeführten Schichtbrennverfahrens auf. Um einen guten Kompromiss aus niedriger Teillast und aufgeladenen Betriebspunkten zu erlangen, beträgt das Verdichtungsverhältnis $\epsilon = 11$. Weitere relevante Daten der Motorgeometrie sind in Tabelle 4.1 aufgelistet.

Tabelle 4.1: Technische Spezifikationen Einzylinder-Forschungsmotor

Hub x Bohrung	92,0 mm x 83,0 mm
Hubraum	497,8 cm ³
Verdichtung	11,0
Pleuellänge	138,7 mm
Kolben	Muldenkolben
Ventiltrieb	Einlassventildurchmesser: 30,5 mm
	Auslassventildurchmesser: 24,0 mm
	max. Ventilhub: 10,0 mm

Der Ladedruck für Betriebspunkte hoher Last oder hochverdünnter Gemische wird über das Druckluftnetz der Prüfstandskonditionieranlage bereitgestellt. Mittels Stellklappen kann ein Abgasgegendruck eingestellt und eingeregelt werden, um die durch den Lader entstandenen Verluste zu berücksichtigen. Dieser Druck wird in Abhängigkeit des notwendigen Ladedrucks berechnet. Ausgangspunkt der Berechnungen sind die Gleichungen für Verdichter- und Turbinenleistung (Gleichung 4.1) zusammen mit der spezifischen isentropen Verdichter- und Turbinenarbeit (Gleichung 4.2) [52]¹.

$$P_V = \dot{m}_L \cdot w_{sV} \cdot \frac{1}{\eta_{seV}}; \quad P_T = \dot{m}_A \cdot w_{sT} \cdot \eta_{seT} \quad (4.1)$$

mit

$$w_{sV} = c_{pL} \cdot T_0 \cdot \left[\left[\frac{p'_0}{p_0} \right]^{\frac{\kappa_L - 1}{\kappa_L}} - 1 \right]; \quad w_{sT} = c_{pA} \cdot T_6 \cdot \left[1 - \left[\frac{p'_6}{p_6} \right]^{\frac{\kappa_A - 1}{\kappa_A}} \right] \quad (4.2)$$

Wie die erste Hauptgleichung der Abgasturboaufladung [96] beschreibt, stellt sich unter Berücksichtigung der Wirkungsgrade ein Leistungsgleichgewicht zwischen Turbine und Verdichter ein. Deswegen ergibt sich aus den Gleichungen (4.1) und (4.2) durch Gleichsetzen und Umformen die Freilaufbedingung (4.3). Im linken Ausdruck der Gleichung wird für die weitere Umformung aus dem Massenstromverhältnis und den einzelnen Wirkungsgraden (isentropen Verdichter- und Turbinenwirkungsgrad (η_{seV} , η_{seT}) und mechanischer Gesamtwirkungsgrad (η_{mATL})) der Gesamtwirkungsgrad² (η_{ges}) [96].

$$\underbrace{\frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_L} \cdot \eta_{seV} \cdot \eta_{seT} \cdot \eta_{mATL}}_{\eta_{ges}} = \frac{w_{sV}}{w_{sT}}; \quad (4.3)$$

Durch das Auflösen nach dem Abgasgegendruck vor der Turbine p_6 kann dieser für einen gewünschten Ladedruck berechnet werden (Gleichung 4.4). Der Abgasgegendruck hängt somit vom Aufladegrad p'_0/p_0 dem Druck hinter der Turbine p'_6 , Ansaug- und Abgastemperatur (T_0 , T_6) sowie den Stoffgrößen der Luft und des Abgases ab.

$$p_6 = \frac{p'_6}{\sqrt{\frac{\kappa_A - 1}{\kappa_A} \left(1 - \frac{c_{pL} \cdot \left(\left(\frac{p'_0}{p_0} \right)^{\frac{\kappa_L - 1}{\kappa_L}} \right)}{c_{pA} \cdot \eta_{ges} \cdot \frac{T_6}{T_0}} \right)}} \quad (4.4)$$

¹Die Beschreibung der Indizes ist dem Messstellenplan im Anhang zu entnehmen.

²bezogen auf das Massenstromverhältnis

Hiereth und Prenninger [52] zeigen mit der Extrapolationsmethode nach Bulaty an einem Beispiel auf, dass ein typischer isentroper Turbinenwirkungsgrad in Abhängigkeit vom Druckverhältnis und der Laufzahl zwischen 50 % und 70 % beträgt. Gemessene Verdichterkennfelder zeigen Wirkungsgrade zwischen 70 % und 80 %. Für den Gesamtwirkungsgrad (η_{ges}) müssen noch das Massenstromverhältnis und der mechanische Wirkungsgrad³ berücksichtigt werden, sodass für eine unkomplizierte Versuchsdurchführung η_{ges} auf 50 % eingestellt wird. Dieser Wirkungsgrad geht als Druckerhöhung in den einzustellenden Wert des Abgasgegendrucks ein. Die einzusetzenden Stoffwerte werden aus dem Tabellenwerk [95] bestimmt. Für den Isentropenexponenten der Luft κ_L wird der Wert 1,4 verwendet. Der Isentropenexponent des Abgases bei $\lambda = 1$ und einer Temperatur von 900K liegt bei ca. 1,3 und wird in Abhängigkeit des Luftverhältnisses und der Abgastemperatur nachjustiert. Die Wärmekapazitäten von Luft und Abgas sind bei den vorherrschenden Temperaturen $c_{pL} = 1000 \text{ J/kgK}$ und $c_{pA} = 1250 \text{ J/kgK}$. Durch die Berechnung des Abgasgegendrucks unter den sich ändernden Bedingungen können die auftretenden negativen Effekte des erhöhten Ladedrucks objektiv nachgebildet werden.

4.1.2 Prüfstandsperipherie

Um äußere Einflüsse weitestgehend ausschließen zu können, werden nahezu alle Medien des Einzylinderaggregats konditioniert. Die Temperaturen der Flüssigkeiten Öl und Wasser werden auf 90 °C am Motorausgang geregelt. Zylinder-, Saugrohr-, Abgas- und Kraftstoffdruck werden mittels des Indiziersystems FEV CAS über Grad Kurbelwinkel erfasst. Die Kraftstoffmasse wird mit einer Kraftstoffwaage des Typs AVL 733 ermittelt. Zur Messung der Luftmasse kommt ein Drehkolbengaszähler der Firma Aerzen zum Einsatz. Die Abgasanalyse erfolgt mit dem Gerät Pierburg Ama 2000. Als Messgerät für Partikelmasse und -anzahl dient ein Teilstrommesssystem der Firma Dekati (DMM 230-A). Nach einer Verdünnung des Abgases im Verhältnis 1:100 wird von diesem System die Partikelmasse, -anzahl und deren Größenverteilung im Bereich von 0,029 μm bis 1,3 μm ausgegeben. Ein Messstellenplan mit dem schematischen Aufbau des Prüfstandes sowie eine Auflistung der wichtigsten Messtechniken sind im Anhang A.2 zu finden.

³Annahme: 90 %

4.1.3 Optische und hydraulische Analysemethoden

Neben den thermodynamischen Untersuchungen werden weitere Versuche zur Diagnostik von Einspritzung, Zündung und Verbrennung durchgeführt. Zur Analyse von Einspritzvorgängen der neuartigen Injektoren für erhöhte Kraftstoffdrücke werden optische Untersuchungen an einer Einspritzkammer durchgeführt. Für den Abgleich der numerischen Simulation werden diese an einem Injection Analyzer⁴ zur Bestimmung der Einspritzrate und Menge wiederholt. Um Phänomene der Entflammung und Verbrennung zu visualisieren, werden die vorliegenden Komponenten an ausgewählten Betriebspunkten in einem Transparentaggregat untersucht.

Untersuchungen in der Einspritzkammer

An der verwendeten Einspritzkammer kann der Gegendruck bzw. die Dichte des Mediums eingestellt und so gemäß den Bedingungen im Brennraum variiert werden. Die Kammer verfügt neben einer Aufnahme für Injektoren über drei Glasfenster, durch welche Licht eingebracht oder Bilder aufgezeichnet werden können. Um den Einspritzstrahl aus zwei Ansichten aufzunehmen, werden unterschiedliche Verfahren verwendet. Für die Abbildung der Seitenansicht findet das Schattenrissverfahren Anwendung. Hierbei liegen Beleuchtung, Objekt und Kamera in einer Ebene (siehe Abb. 4.1 links).

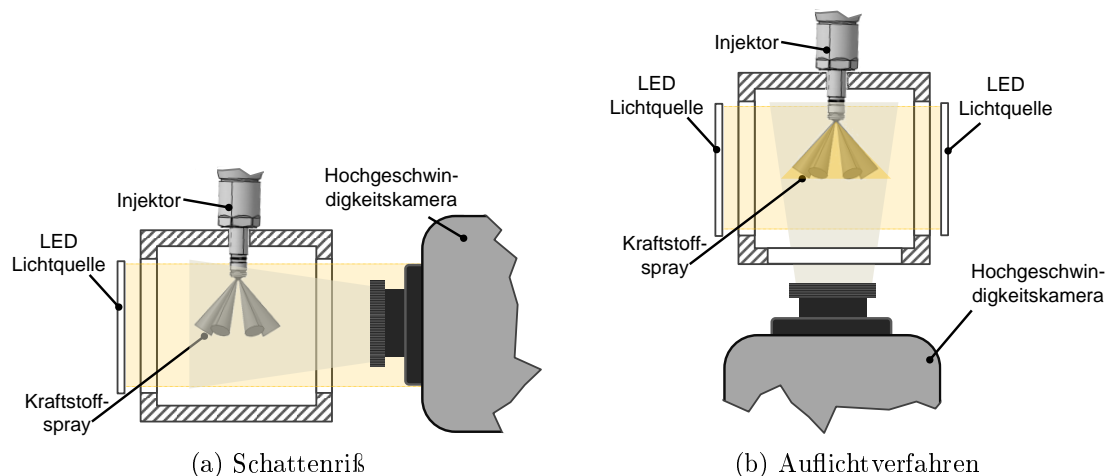


Abbildung 4.1: Schematischer Aufbau Einspritzkammer / Verfahrensvergleich

⁴Entwicklung der Firma IAV

Die mit einer speziellen LED Lampe angestrahlten Tropfen des Einspritzstrahls verursachen eine Beugung des parallelen Lichts, wodurch diese von der Kamera als dunkle Schatten aufgezeichnet werden können. Es findet somit eine Projektion des gesamten Einspritzstrahls als integrales Bild statt. Diese Aufnahmen eignen sich um beispielsweise Strahleindringtiefe oder Kegelwinkel des Strahls in Abhängigkeit verschiedener Randbedingungen wie Gegendruck oder Kraftstoffdruck zu beurteilen. Ein wesentlicher Vorteil dieses Verfahrens ist, dass das Bild durch das parallel verlaufende Licht nicht verfälscht wird. Allerdings gibt es nur Aufschluss über die Strahlkontur, jedoch nicht über den inneren Aufbau des Strahls. Zur weiteren Bewertung des Kraftstoffstrahls in frontaler Ansicht erfolgen die Messungen mit dem Mie-Streulichtverfahren. Als Mie-Streuung wird die Ablenkung des sichtbaren Lichts an einem kugelförmigen Objekt bezeichnet. Ist die Wellenlänge des Lichts deutlich kleiner als die Teilchen auf die es trifft, wird es elastisch im Raum gestreut und kann von der Kamera, die nicht in der Lichtebene liegt, erfasst werden [18] (siehe Abb. 4.1 rechts). Mit diesem Verfahren kann auf den inneren Strahlaufbau, wie beispielsweise Tropfengrößen, rückgeschlossen werden oder der Kegelwinkel einzelner Strahlen beurteilt werden. In beiden Fällen wird zur Aufzeichnung der hochdynamischen Einspritzvorgänge eine Hochgeschwindigkeitskamera der Firma Photron Fastcam mit einer Wiederholrate von $55\,000\text{ s}^{-1}$ verwendet.

Hydraulische Einspritzuntersuchungen

Um Aussagen über den Zusammenhang zwischen Einspritzdruck und Injektordurchfluss treffen zu können, werden Einspritzratenverlauf und -menge in Abhängigkeit der Einspritzzeit aufgezeichnet. Die Ermittlung dieser Größen basiert im verwendeten Messsystem auf einer dynamischen Erhöhung des Drucks innerhalb eines mit Kraftstoff gefüllten Messrohres. Diese Druckerhöhung wird durch den Einspritzvorgang verursacht und verhält sich proportional zur Einspritzrate [78]. Der im Brennraum auftretende Gegendruck wird mittels der Befüllung eines Stickstoffreservoirs simuliert. Der Aufbau des Injection Analyzers ist Abbildung 4.2 zu entnehmen.

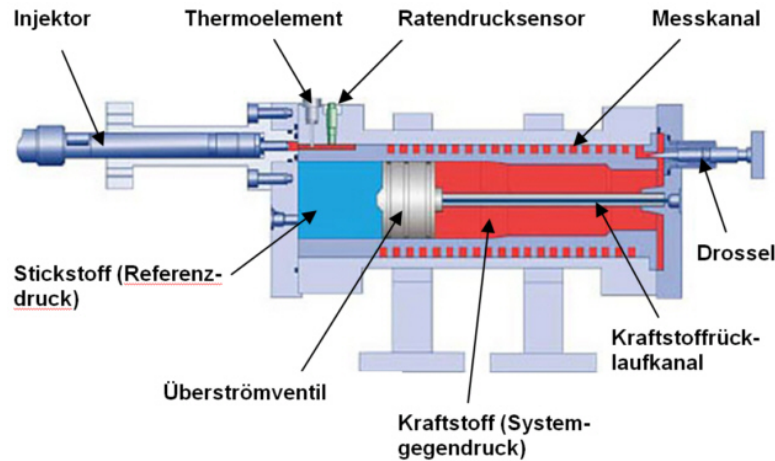


Abbildung 4.2: Schema des Injection Analyzers nach [78]

Die Gleichung 4.5 zur Bestimmung der Einspritzrate zeigt, dass diese von der Rohrquerschnittsfläche f_{Ro} , der Schallgeschwindigkeit des Prüfmediums a und der dynamischen Druckerhöhung im Messrohr $p(t)$ abhängt. Der Druck wird durch einen piezoelektrischen Sensor erfasst.

$$\dot{m} = \frac{f_{Ro}}{a} \cdot p(t) \quad (4.5)$$

Wird diese Größe über die Einspritzzeit integriert ergibt sich die für einen Einspritzvorgang injizierte Kraftstoffmasse.

Transparentaggregat

Zusätzlich werden zur optischen Analyse von Entflammung und Verbrennung, insbesondere der HF-Zündung, Messungen an einem Transparentaggregat durchgeführt. Dieser Motor verfügt mit wenigen Ausnahmen über die gleiche Brennraumgeometrie wie das thermodynamische Einzylinderaggregat. Der größte Unterschied besteht in der geometrischen Verdichtung. Der verwendete überlange Kolben mit Glasfenster befindet sich im oberen Totpunkt auf einer Position, die einer Verdichtung von 14:1 entspricht. Durch einen überlangen Feuersteg wird die Verdichtung jedoch wieder auf 12:1 reduziert.

Für den Korona-Zünder herrschen im Transparentaggregat abweichende Zündbedingungen. Durch den Glaskolben ist ein Teil des Brennraums elektrisch isoliert, wodurch sich die Ausbreitungsrichtungen der Streamer verändern können. Genau so ist, wie bereits im Kapitel 2.2.3 erwähnt, die maximale Zündspannung von den masseführenden Bauteilen abhängig, sodass hier Unterschiede zu erwarten sind. Abbildung 4.3 zeigt den schematischen Aufbau des Transparentmotors. Es besteht die

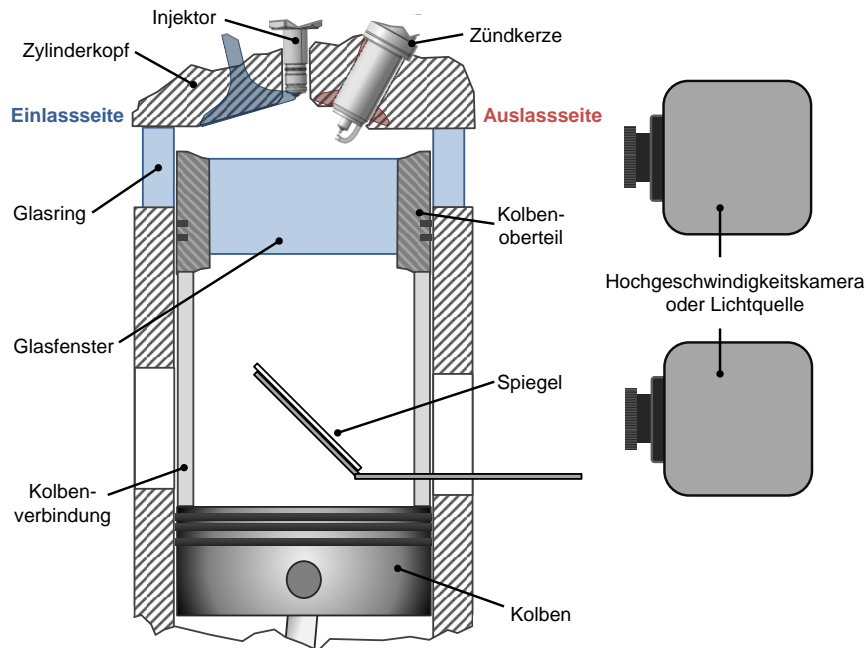


Abbildung 4.3: Schema Transparentaggregat

Möglichkeit sowohl seitlich durch einen Glasring, als auch durch den transparenten Kolbenboden innermotorische Vorgänge zu beobachten oder Licht in den Brennraum einzubringen. Die bei diesem Aufbau verwendete Hochgeschwindigkeitskamera ist wie bei Untersuchungen der Einspritzkammer ein Modell des Typs Proton Fastcam SA6. Als Optik wird ein Objektiv vom Hersteller Nikon mit einer Brennweite von 85 mm und einer Lichtstärke von 1,4 eingesetzt. Um die lichtschwachen Phänomene beim Zündprozess zu erfassen, beträgt die Einstellung der Sensorempfindlichkeit einem Wert von ISO 5800. Mit wenigen Ausnahmen beläuft sich die Wiederholrate der Bilder $20\,000\text{ s}^{-1}$.

4.2 Komponenten und Voruntersuchungen

4.2.1 Hochfrequenzzündsystem

Das verwendete Hochfrequenz (HF)-Zündsystem befindet sich im Prototypenstatus und ist speziell auf die Bedingungen des Versuchsträgers angepasst. In diesem Abschnitt folgt eine Erklärung des Systemaufbaus sowie der Funktionsweise mit den erforderlichen Parametern. Grundlegende Einflussgrößen auf den Betrieb und deren Zusammenhänge sollen anhand von Beispielen erklärt werden.

Aufbau und Funktionsparameter

Die Zündansteuerung erfolgt über ein separates Steuergerät, das parallel zur Motorsteuerung arbeitet. Dessen grundsätzliche Aufgabe ist es, die HF-Entladung zu einem bestimmten Zeitpunkt einzuleiten und für eine bestimmte Dauer aufrecht zu erhalten. Obwohl die Steuerung über mehrere Betriebsmodi verfügt, wird ausschließlich die Betriebsart *"manual voltage"* verwendet. Diese erlaubt sowohl die Höhe der Koronaeinsatzspannung, als auch die Entladungszeit unabhängig bis zu einer Dauer von 4ms einzustellen. Als Signaltrigger zur Einleitung der Entladung wird das Zündsignal des Motorsteuergeräts verwendet, sodass der Zündzeitpunkt weiterhin mit der Motorapplikationssoftware eingestellt werden kann. Hierbei gilt es zu beachten, dass Tot- und Signallaufzeiten zusammen mit dem Aufbau der Hochfrequenz zu einem Verzug von 0.187 ms führen.

Wie im Anhang A.1 ausführlicher erklärt wird, erfolgt die Erzeugung des hochfrequenten elektrischen Feldes über einen elektrischen Schwingkreis. Dessen Eigenfrequenz hängt sowohl von der Spule, als auch von den kapazitiven Gegebenheiten des Brennraums ab. Um die Resonanz zu treffen und so die gewünschte Spannungsüberhöhung an der Zünderspitze zu erzeugen ermöglicht das *"Calibrationmenü"* der Software, den Schwingkreis zu stimmen und die Phasenverschiebung des Oszillators zu korrigieren.

Die Spannung der Koronaentladung kann beliebig eingestellt werden, wobei die Grenze die größtmögliche Spannung, bevor es zu einem Funkendurchschlag kommt, darstellt. Dies wird auch in dem Strom-Spannungs-Diagramm aus Abbildung 4.4 deutlich. Zunächst kann, ohne dass große Ströme fließen, zur Vergrößerung der Einflusszone der Teilentladung die Spannung gesteigert werden. Bei weiterer Erhöhung der Spannung kann immer mehr Ladung zur Masse abfließen. Wird der Arbeitspunkt überschritten, kommt es durch den Funkenüberschlag zu einem Einbruch der Hochspannung und es fließen große Ströme und Energien. Darüber hinaus führen Funkendurchbrüche zu Elektrodenerosion mit der Folge, dass Elektrodenspitzen stumpf werden. Wegen der geringeren Feldinhomogenität kann dann nicht mehr die maximale Spannungsüberhöhung erzielt werden.

Das Steuergerät versorgt den Zünder über ein Hochspannungskabel. Dieser bildet mit dem Brennraum den eigentlichen Resonanzschwingkreis und besteht hauptsächlich aus der Sekundärspule sowie den Elektrodenspitzen. Eine wichtige Rolle spielt die Isolierung des innenliegenden Elektrodenteils zum Gehäuse sowie der Elektrodenspitzen zum Zünderschaft. Im Inneren können sowohl isolierende Gase, als auch Flüssigkeiten oder feste Dielektrika Anwendung finden. Zur weitestgehenden Isolierung der Elektrodenspitzen werden Keramiken verwendet, die unter anderem die hohen Temperaturen des Brennraums verkraften und thermoschockunempfindlich

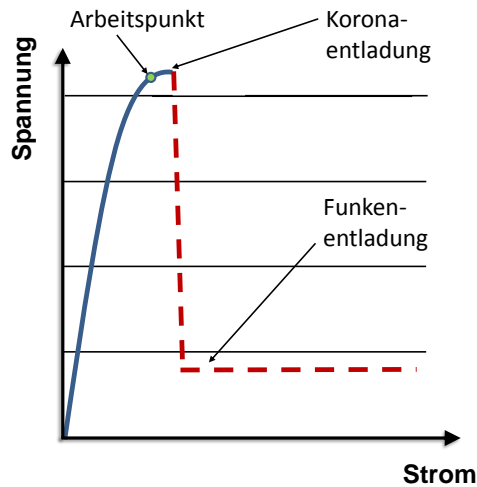


Abbildung 4.4: Spannungs - Stromverlauf bei einer Koronaentladung

sein müssen. Besonders wichtig ist eine geringe Verkokungsneigung, da über eine mögliche Kohleschicht an der Keramik die Ladung ohne eine Streamerausbildung direkt ins Gehäuse abfließen könnte.

Grundlegende Einflussgrößen

Einbauposition und Zündergeometrie: Für die Anpassung des Hochfrequenzzünders an die seitliche Kerzenlage gilt es, die beste Einbauposition mit der größtmöglichen Entfernung zu masseführenden Bauteilen zu erlangen. Gleichzeitig ist es wichtig, eine für geschichtete Betriebsarten optimierte Position der Zündquelle zu realisieren. Im Vergleich zu anderen Arbeiten kann keine rotationssymmetrische Anordnung der Zünderspitzen umgesetzt werden. Eine oder mehrere dieser Spitzen würden direkt in Richtung des Kolbens zeigen und so bei relativ geringen Feldstärken zu Durchschlägen führen. Stattdessen kommen asymmetrische Zündergeometrien zum Einsatz, wie sie in der Abbildung 4.5 zu sehen sind.

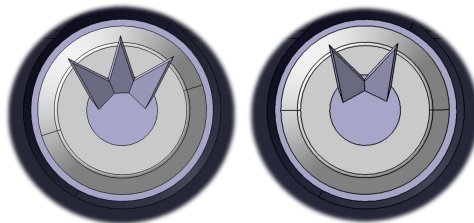


Abbildung 4.5: Zündervarianten (3/2 Elektroden spitzen)

Die Variante mit zwei Elektroden spitzen bietet den Vorteil, dass im Vergleich zu drei Zacken ein noch größerer Abstand zur Kolbenmulde eingehalten werden kann. Eine gesteigerte Durchbruchspannung führt zu Streamerentladungen mit höherer spezifischer Energie. Andererseits resultiert aus zusätzlichen Elektroden spitzen eine größere Einflusszone. Abbildung 4.6 zeigt den Vergleich beider Elektrodenvarianten in einer Lambdavariation. Es wird dabei in jedem Betriebspunkt die maximale Zünderspannung angelegt, bevor es zu Funkendurchbrüchen kommt. Aus den Kurvenverläufen der bezogenen relativen Abweichung des indizierten Mitteldrucks (COV) im linken Teil der Abbildung werden leichte Vorteile bei der Variante mit der dritten Elektroden spitze deutlich.

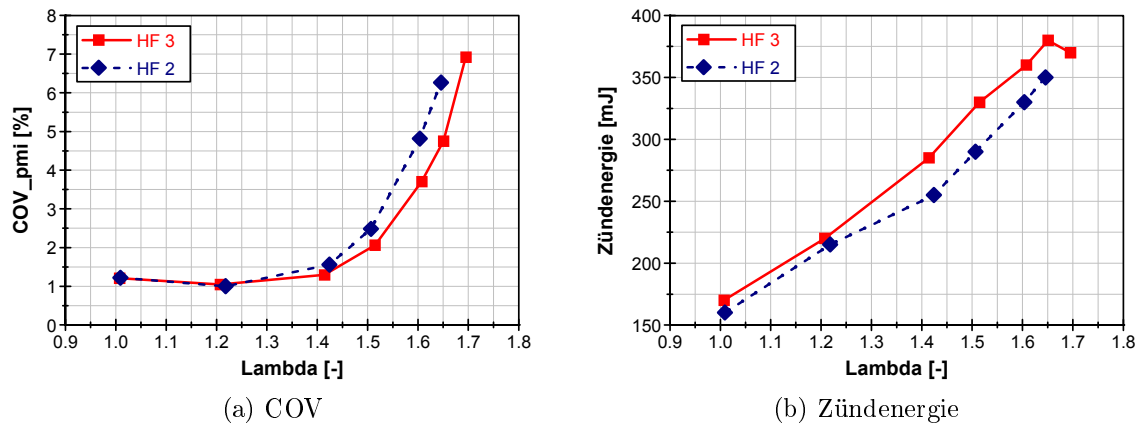


Abbildung 4.6: Vergleich verschiedener Elektrodenkonfigurationen, Einfluss der Entladungsdauer: Abmagerungskurven; 2000 min⁻¹ / 3 bar p_{mi}

Im rechten Teil der Abbildung 4.6 werden die beiden Elektrodenvarianten bezüglich der benötigten Zündenergie verglichen. Durch den größeren Abstand zu masseführenden Bauteilen kann für die Konfiguration mit zwei Elektroden eine größere Spannung angelegt werden, sodass die aufgewendete Gesamtenergie fast genauso hoch ist, wie bei der Zündervariante mit drei Spitzen. Aufgrund der Vorteile der drei Elektroden hinsichtlich der Abmagerungsfähigkeit wird diese Variante für spätere Untersuchungen verwendet. Ein weiterer Parameter bezüglich der Einbauposition stellt die Höhe des Zünders in axialer Richtung des Kerzenschachts dar. Mittels Distanzringen, kann die Zünderposition in 1.25 mm Schritten (Steigung des Kerzengewindes) variiert werden. Dabei ist, wegen der sich über die Kurbelposition ändernden Bedingungen, die optimale Position für unterschiedliche Zündzeitpunkte verschieden. Bei hohen Lasten kann die Zündung meist erst spät erfolgen, ein naher Kolben erfordert somit einen zurückversetzten Zünder. Bei niedrigen Lasten und im Mageren sind Zündwinkel relativ früh und somit ist der Kolbenabstand größer,

weswegen eine größere Distanz zum Brennraumdach optimal ist. Ein ganz anderer Aspekt ergibt sich bei der Betrachtung heterogener Brennverfahren. Dabei muss der Zünder weit genug in den Brennraum ragen, damit sich zündfähiges Gemisch in der Einflusszone befindet. Gleichzeitig darf das Bauteil aus Thermoschock- und Verkokungsgründen nicht zu weit in den Strahl ragen.

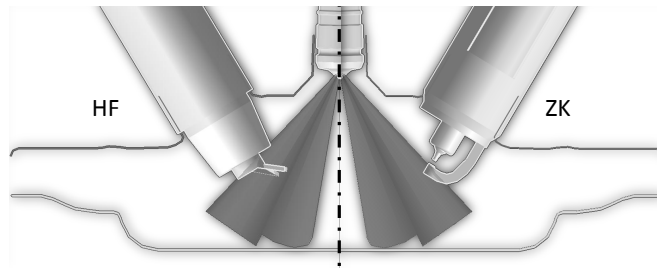


Abbildung 4.7: Position der Zündquellen im Brennraum

Ähnlich wie bei [37] wurde für die verschiedenen Bedingungen die Einbauposition variiert, wobei als Zielgrößen maximal applizierbare Spannung und Laufruhe gelten. Als bester Kompromiss ergibt sich dabei die in Abbildung 4.7 sichtbare Position. Eine Spiegelung der Auslassseite des Brennraumes ermöglicht den Vergleich zur Serienposition der Zündkerze. Der Zünder ragt etwas mehr in den Brennraum, da eine höhere Durchbruchfestigkeit vor allem in relevanten mageren Betriebsarten einen Vorteil darstellt.

Zündspannung und Zünddauer: Die beiden wichtigsten Applikationsparameter des alternativen Zündsystems sind die Größen Zündspannung und Entladungsdauer. Diese sind durch das Steuergerät frei zu wählen und haben beide Einfluss auf die benötigte Zündenergie. Die folgenden Abbildungen sollen die grundlegenden Zusammenhänge und die Auswirkungen auf den motorischen Betrieb verdeutlichen. Abbildung 4.8 zeigt dabei für eine konstante Entladungsdauer von 1 ms den Einfluss der angelegten Spannung⁵ auf Laufruhe und Zündenergie im stöchiometrischen Betrieb, bei homogener Abmagerung ($\lambda = 1,5$) und für einen geschichteten Betriebspunkt. Bei $\lambda = 1$ fällt auf, dass aufgrund der guten Zünd- und Brennbedingungen die Laufruhe über einen weiten Spannungsbereich nahezu konstant ist. Bei einer Primärspannung unter 30 V bricht der COV schlagartig ein, weil sich keine Korona mehr ausbilden kann.

⁵Die dargestellten Werte repräsentieren nicht die tatsächliche Spannung an der Elektrodenspitze. Es handelt sich dabei um die interne Spannung des Primärkreises. Diese verhält sich allerdings proportional zur Sekundärspannung.

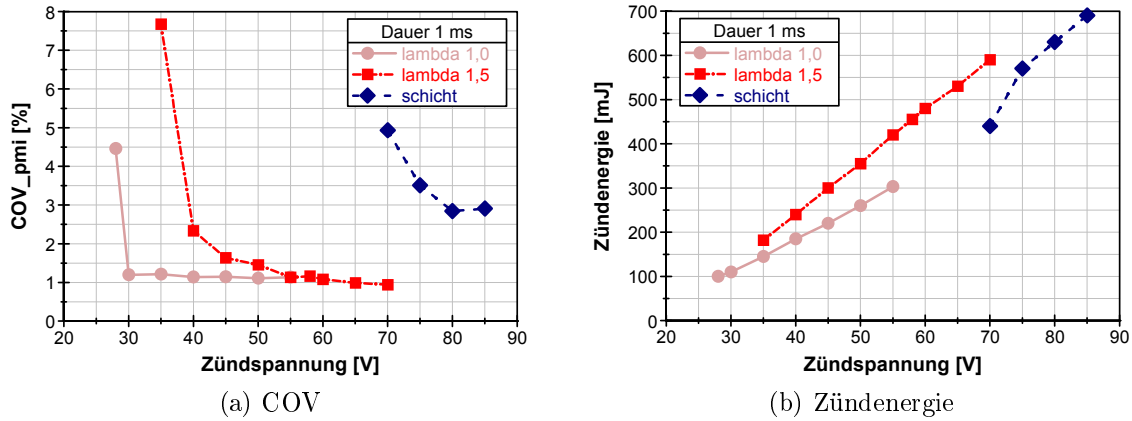


Abbildung 4.8: Variation der Zünderspannung ($\lambda = 1,0$; $\lambda = 1,5$; Schicht);
 2000 min^{-1} / $3 \text{ bar } p_{\text{mi}}$

Dies bestätigen auch über 50 Arbeitsspiele (ASP) gemittelte Bilder für unterschiedliche Spannungen aus dem Transparentaggregat. Abbildung 4.9 zeigt in Teil (a) Aufnahmen mit der minimalen Spannung. In Teil (b) ist zum Vergleich die gemittelte Aufnahme mit der maximal möglichen Energie, bevor Durchbrüche auftreten, dargestellt. Bei zu geringer Spannung bildet sich die Koronaentladung sporadisch und meistens nur an einer Elektrodenspitze aus und die nachfolgende Entflammung erfolgt langsamer.

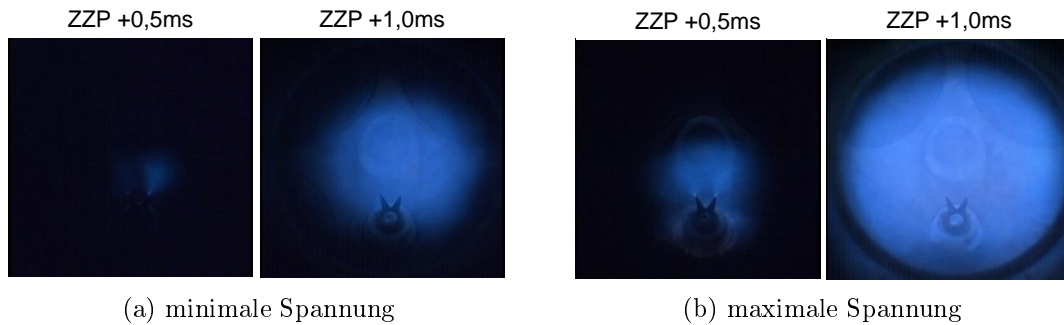


Abbildung 4.9: Optischer Vergleich Zünderspannung; $\lambda = 1,0$ / 2000 min^{-1} / $3 \text{ bar } p_{\text{mi}}$

Am homogen abgemagerten Betriebspunkt zeigt sich ein größerer Einfluss der Zündspannung. Die schlechten Entflammungsbedingungen erfordern wegen langer Brennverzögerungen eine frühe Einleitung der Zündung. Eine gesteigerte Spannung führt zu einer energiereichen, vergrößerten Einflusszone, die den Brennverzögerung verkürzt. An späteren ZZZP läuft dann die Entflammung unter höheren laminaren Brennge-

schwindigkeiten robuster ab. Im geschichteten Punkt sind die Anforderungen an die Zündung ungleich höher. Es wird eine deutlich größere Zündspannung und somit Zündenergie benötigt, was erst durch die beim entdrosselten Betrieb vorliegenden, hohen Zylinderdrücke zum Zündzeitpunkt (vgl. Paschengesetz 2.2.1) ermöglicht wird. Eine Senkung der Spannung führt hier sofort zu einer Abnahme der Laufruhe.

Für eine Variation der Koronaentladungsdauer ergeben sich die in Abbildung 4.10 dargestellten Verläufe. Bei jedem Messpunkt ist wiederum die jeweils maximal mögliche Spannung appliziert. Für alle drei Betriebspunkte ergibt sich eine weitaus kleinere Abhängigkeit der Laufruhe von der Entladungsdauer als von der Einsatzspannung. Tendenziell führt jedoch eine längere Entladung zu einer Verschlechterung der Laufruhe (COV). Denn bei einer verlängerten Koronadauer wandern erzeugte Ladungsträger hin zu den Randbereichen nahe der Masse, während deren Produktion an der Elektrode weiter stattfindet. Das leitende Plasma ergibt sich deswegen bereits bei geringerer Energiedichte und die Spannung muss reduziert werden, um Durchschläge zu vermeiden.

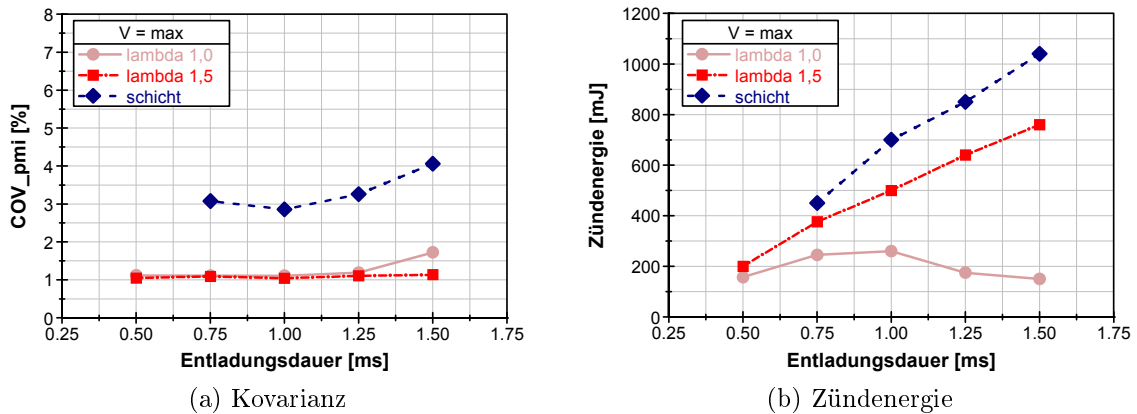


Abbildung 4.10: Variation der Entladungsdauer ($\lambda = 1,0$; $\lambda = 1,5$; schicht);
 2000 min^{-1} / $3 \text{ bar } p_{\text{mi}}$

Bei den sehr geringen Drücken zum Zündzeitpunkt des stöchiometrischen Betriebes führt dieser Effekt so weit, dass die eingebrachte Energie mit längerer Entladung wieder absinkt (Teil (b) Abbildung 4.10). Bei Punkten mit höheren Drücken zum ZZP führt jedoch eine Verlängerung der Entladung zu einem großen Anstieg des Energieverbrauchs. Trotz der höheren eingebrachten Gesamtenergie, ergibt sich dabei jedoch nahezu kein Unterschied im Entflammungsverhalten. Denn eine Verlängerung der Entladung bewirkt lediglich ein Zünden in die bereits brennende Flamme. Nur im geschichteten Betrieb bewirkt eine Steigerung der Entladungsdauer von $0,75 \text{ ms}$ auf 1 ms eine leichte Verbesserung der Laufruhe, da die Wahrscheinlichkeit,

zündfähiges Gemisch zu erfassen, vergrößert wird. Für diese Betriebsart sind Entladungsdauern unterhalb von 0.75 ms nicht möglich, da der Aufbau der benötigten Einsatzspannungen bereits länger dauert.

Die Untersuchung der beiden Applikationsparameter zeigt also, dass sich vor allem unter schlechten Zündbedingungen eine möglichst hohe Energiedichte durch eine erhöhte Einsatzspannung positiv auswirkt. Bei guten Zündbedingungen kann das alternative Zündsystem mit einem Energieverbrauch ähnlich der Spulenzündung betrieben werden. Eine hohe Einsatzspannung als relativ kurzer energiedichter Impuls ist einer längeren Entladungsdauer vorzuziehen, da die Dauer sehr großen Einfluss auf den Energieverbrauch hat und ein großer Teil der Entladung lediglich in die bereits brennende Flamme erfolgt. Aus diesen Gründen wird für weitere Untersuchungen die Entladung bei der relativ kurzen Dauer von 0.75 ms gehalten.

4.2.2 Hochdruckeinspritzung

Neben dem alternativen Zündsystem bildet auch die Realisierung einer Hochdruckeinspritzung ein Feld wichtiger Einflussgrößen auf Magerbrennverfahren. Modifizierte Dieseldesigns ermöglichen die Umsetzung von Einspritzdrücken bis 1000 bar. Analog zum vorigen Abschnitt werden hier für das Einspritzsystem die Komponenten, der Aufbau und wichtige Einflussgrößen sowie deren Zusammenhänge aufgezeigt.

Hochdrucksystem

Die in dieser Arbeit verwendete Kraftstoffpumpe ist ein Serienbauteil aus dem Dieseldesign, das zur Kompensation der verminderten Schmiereigenschaften von Ottokraftstoff an den Gleitflächen Keramikbeschichtungen aufweist. Die Integration dieser Pumpe in den gesamten Kraftstoffkreislauf ist schematisch in Abbildung 4.11 Teil (a) skizziert.

Zur Druckerzeugung und Förderung des Kraftstoffes wird Leistung benötigt, welche im Fahrzeug direkt mechanisch vom Motor abgegriffen wird. Um die eventuellen Vorteile des erhöhten Kraftstoffdrucks besser in Relation zu den Leistungsverlusten durch die Hochdruckpumpe setzen zu können, ist eine Untersuchung der Leistungsaufnahme notwendig⁶. Auf Basis von gemessenen Pumpenmomenten bei bestimmten Einspritzmengen und einer *"bedarfsgerechten Regelung"*⁷ kann der bei

⁶Dies soll lediglich eine sinnvolle Abschätzung möglich machen und keine Reibleistungsuntersuchung darstellen.

⁷Verdichtet wird dabei nur die wirklich benötigte Kraftstoffmenge. Der restliche Kraftstoff, den die Vorförderpumpe zur Hochdruckpumpe fördert, wird über einen Bypass zurückgeführt.

einer bestimmten Last zur Druckerzeugung benötigte Reibmitteldruck abgeschätzt werden (Gleichung 4.6). Bei der Annahme, dass die Kraftstoffpumpe durch die Nockenwelle angetrieben wird, geht das Drehzahlverhältnis mit dem Faktor 0,5 ein. Der Faktor i berücksichtigt die Arbeitsspiele pro Umdrehung und ist deswegen bei einem 4-Taktmotor auf 0,5 zu setzen.

$$p_{mr} = \frac{M_{Pumpe} \cdot n_{Pumpe} \cdot 2 \cdot \pi}{i \cdot n_{Motor} \cdot V_H} = \frac{M_{Pumpe} \cdot \pi}{i \cdot V_H} \quad (4.6)$$

Teil (b) der Abbildung 4.11 zeigt auf der linken Achse das für verschiedene Einspritzmengen gemessene Reibmoment in Abhängigkeit des Kraftstoffdrucks. Auf der rechten Achse hingegen wird der aus Gleichung 4.6 berechnete Reibmitteldruck als Beispiel für einen Motor mit 2 dm^3 Hubraum dargestellt. Während eine Steigerung des Drucks von 200 bar auf 500 bar mit einem moderaten Anstieg der Verlustleistung einhergeht, ist eine weitere Erhöhung mit deutlich vermehrter Reibarbeit verbunden. Die Abhängigkeit des Reibmomentes von der Einspritzmenge ist weitaus geringer. Eine Kraftstoffmasse von 72 mg entspricht bei dem betrachteten Motorhubraum von zwei Litern in etwa einer Last von 6 bar p_{mi} , sodass beispielsweise der zusätzliche Reibmitteldruck von 0.12 bar bei der Drucksteigerung von 200 bar auf 1000 bar zusätzliche 2 % der indizierten Last kostet.

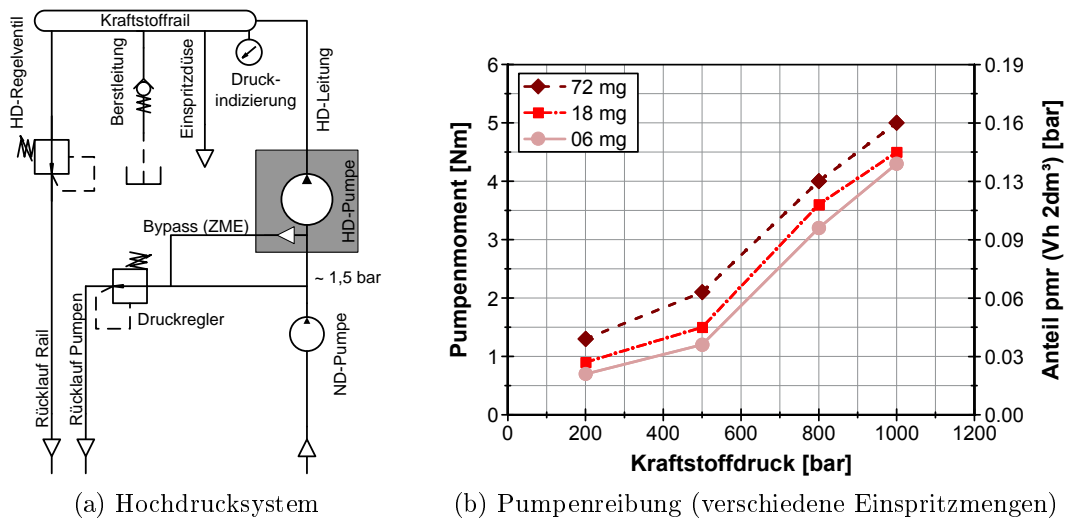


Abbildung 4.11: Fließplan Hochdrucksystem und Abschätzung der Pumpenreibung

Gemischbildner

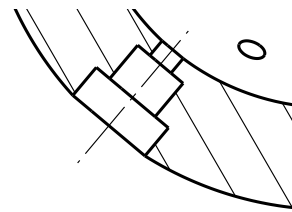
Auch der Grundkörper der verwendeten Einspritzdüsen kommt aus dem Diesellbereich. Der Direct-Acting Mehrlochdüseninjektor der Firma Delphi ist mit einem direkt auf die Düsennadel wirkenden Piezostack ausgestattet [109]. Unter Bestromung

wird so die Düsennadel zugehalten. Bei Entladung öffnet eine Feder die Düsennadel umgehend, da die sonst für Piezo Mehrlochinjektoren übliche hydraulische Servoumlenkung entfällt. Diese direkte Kopplung erlaubt mit biploarer Ansteuerung und deswegen sehr schneller Entladung Einspritz- und Pausenzeiten von unter $150\ \mu\text{s}$. Somit kommt der Injektor den hervorragenden Einspritzzeiten von Ringspaltdüsen (bis zu $80\ \mu\text{s}$ [123]) deutlich näher als Mehrlochdüsen mit hydraulischer Servoansteuerung (ca. $300\ \mu\text{s}$) und weist dabei eine erheblich verringerte Abhängigkeit von Einspritzdrücken auf [109].

Die Düsengeometrie des Injektors ist speziell für die Anwendung in einem Ottomotor mit strahlgeführtem Brennverfahren konzipiert. Eine dreifache Stufung der Spritzlöcher erzeugt durch die Strömung der eingespritzten Kraftstoffmenge turbulente Wirbel an den Kanten der Stufen, welche den Strahl stärker zerstäuben lassen. In Tabelle 4.2 befindet sich eine Auflistung weiterer Kenngrößen der Einspritzdüse sowie eine schematische Darstellung der gestuften Lochgeometrie. Durch das Motorsteuergerät ist damit eine variable Platzierung von bis zu fünf Einspritzungen möglich.

Lochzahl	6
Lochdurchmesser	$0,12\ \text{mm}$
HD-Soll	$315\ \text{g/min}$
...Durchflussrate	$5,27\ \text{g/s}$
Spraykegelwinkel	80°

(a) Technische Werte



(b) Schematische Darstellung

Tabelle 4.2: Düseneigenschaften Mehrlochinjektor

In den nächsten Abschnitten wird, ähnlich wie bei dem Abschnitt der Hochfrequenzzündung, das Sprayverhalten zunächst grundlegend analysiert, um Einflussparameter zu verstehen und geometrische Rahmenbedingungen festzulegen.

Optische und hydraulische Untersuchungen

Wie bereits bei Abschnitt 4.1.3 angedeutet, wurden sowohl optische als auch hydraulische Untersuchungen am Injektor durchgeführt. Diese Messtechniken ermöglichen den Einfluss eines erhöhten Kraftstoffdrucks auf Durchflussverhalten und Spraygeometrie isoliert zu betrachten. Das aus den hydraulischen Untersuchungen gewonnene Mengenkennfeld in Abbildung 4.12 zeigt die Einspritzmenge in Abhängigkeit der Einspritzzeit für drei verschiedene Kraftstoffdrücke. Daraus wird ersichtlich, dass der Injektor unabhängig vom Kraftstoffdruck erst ab einer Ansteuerzeit von etwa

125 s eine minimale Einspritzmenge absetzen kann. Diese liegt zwischen 2 mg und 4 mg und ist vor allem bei Betriebsarten mit Schichteinspritzung relevant. Hier wird deutlich, dass die minimale Menge aufgrund der Durchflusssteigerung für erhöhte Einspritzdrücke größer wird.

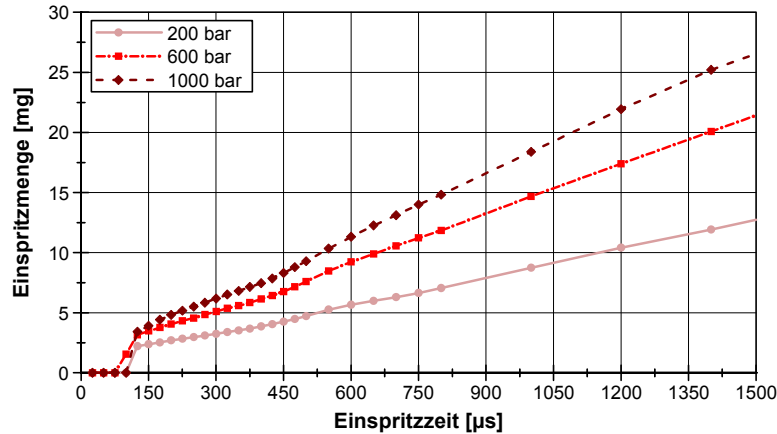


Abbildung 4.12: Einspritzmenge in Abhängigkeit der Einspritzzeit

Ab etwa 140 s steigt die Einspritzmenge nahezu linear mit der Ansteuerzeit für den jeweiligen Einspritzdruck. Eine Erhöhung des Einspritzdrucks von 200 bar auf 600 bar führt, gemäß der Ausflussgleichung nach Toricelli [117], zu einem größeren Anstieg des Durchflusses als eine weitere Steigerung auf 1000 bar.

Des Weiteren kann aus den Einspritzratenverläufen die druckabhängige Austrittsgeschwindigkeit am Spritzloch rechnerisch ermittelt werden (siehe Tabelle 4.3). Aufgrund des engen Zusammenhangs von Austrittsgeschwindigkeit und Massenstrom steigt die Geschwindigkeit bei einer Einspritzdrucksteigerung wiederum von niedrigen auf mittlere Drücke um einen größeren Betrag als bei gleicher Drucksteigerung hin zum Maximaldruck. Bei einer Vervierfachung des Einspritzdrucks (200 bar bis 800 bar) wird so die Austrittsgeschwindigkeit verdoppelt.

Tabelle 4.3: Austrittsgeschwindigkeiten in Abhängigkeit des Einspritzdrucks (bei einem Gegendruck von 1 bar)

Einspritzdruck [bar]	200	400	600	800	1000
Austrittsgeschwindigkeit [m/s]	206	291	357	412	461

Aus den Hochgeschwindigkeitsaufnahmen in der Einspritzkammer können Informationen aus dem zeitlichen Verhalten der Strahlpenetration und des Kegelwinkels in Abhängigkeit des Kraftstoffdrucks gewonnen werden. In Abbildung 4.13 ist die Eindringtiefe für zwei unterschiedliche Kammerdrücke über den zeitlichen Verlauf

der Einspritzung aufgezeichnet. In Teil (a) der Abbildung herrschen mit Umgebungsbedingungen ähnliche Randbedingungen vor, wie sie im Homogenbetrieb zu finden sind.

Mit einem Kammerdruck von 6 bar⁸ werden in Diagram (b) hingegen die Einspritzbedingungen des geschichteten Motorbetriebs simuliert.

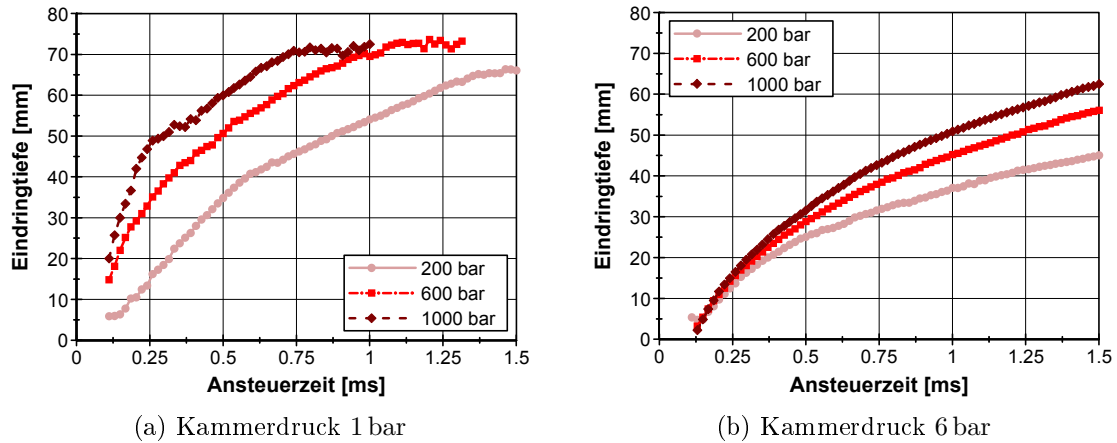


Abbildung 4.13: Strahleindringtiefe in Abhängigkeit des Einspritzdrucks für verschiedene Kammerdrücke

Für den geringeren Gegendruck sowie für höhere Einspritzdrücke ergeben sich deutlich steilere Gradienten in der Eindringtiefe. Denn zum einen führt eine höhere Dichte des Füllmediums zu vergrößerten aerodynamischen Reibungskräften und so zu einer Verzögerung des Strahls [7] bei dem höheren Kammerdruck. Die, wegen der Scherkräfte, kleineren Kraftstofftropfen dringen mit geringerem Impuls langsamer und weniger weit in die Kammer ein. Andererseits ist die Strahlaustrittsgeschwindigkeit stark von der Druckdifferenz zwischen Injektor und Umgebung abhängig [27], weswegen ein höherer Einspritzdruck zu einem recht starken Ansteigen der Penetration führt. Auch wenn der Tropfenimpuls zunächst recht groß ist, sind wegen kleinerer Tropfengrößen und einem besseren Strahlzerfall die Unterschiede in der maximalen Eindringtiefe deutlich geringer, als zu Beginn der Einspritzung. Zwar wird bei gleicher Einspritzzeit mit höherem Einspritzdruck eine größere Eindringtiefe erreicht, da jedoch der Durchfluss mit größerem Kraftstoffdruck deutlich höher ist und sich somit bereits mehr Masse in der Kammer befindet, muss dieser Vergleich bei gleicher Einspritzmenge erfolgen.

⁸Aufgrund der gegenüber dem Motorbetrieb geringeren Temperatur wird bereits bei 6 bar die im Kompressionshub vorliegende Gemischdichte erreicht

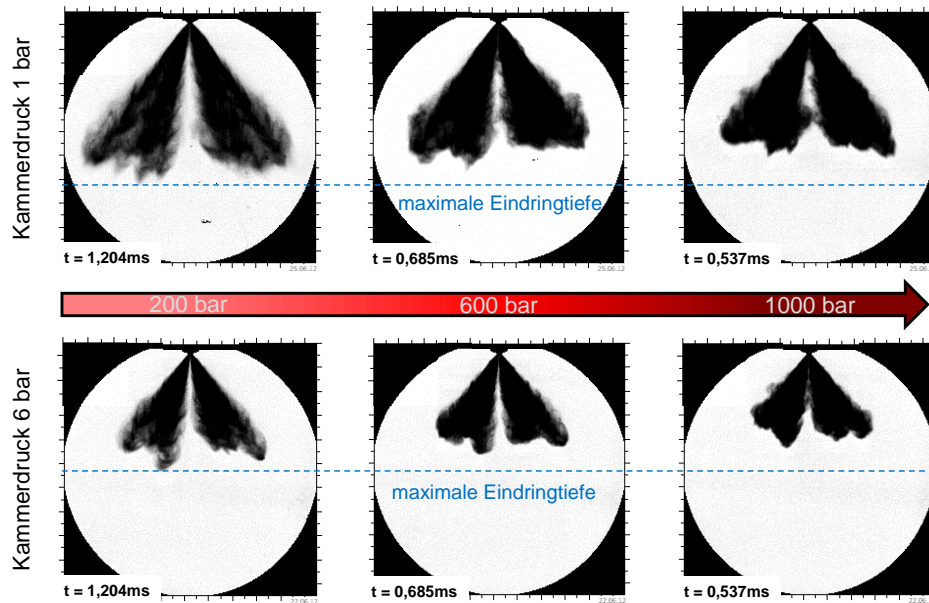


Abbildung 4.14: Schattenrißaufnahmen für verschiedene Einspritz- und Gegen- drücke bei 10 mg Kraftstoffmasse (Einspritzende)

Abbildung 4.14 zeigt deswegen für die betrachteten Gegen- und Kraftstoffdrücke die Aufnahmen zum Einspritzende für die jeweils eingespritzte Menge von 10 mg. Bei dieser konstanten Kraftstoffmasse wird deutlich, dass sich ein höherer Einspritzdruck in Form einer geringeren Eindringtiefe auswirkt. Während bei 200 bar größere Tropfengrößen sichtbar sind, wirkt das Spray bei höheren Drücken kompakter und dichter. Die gestufte Spritzlochgeometrie bewirkt große aerodynamische Kräfte und ein Auffächern des Strahls, was im weiteren Verlauf zu einer guten Gemischbildung führt und einen geschichteten Motorbetrieb begünstigt.

Diese Auffächerung wird durch Aufnahmen mit der Mie-Streulichttechnik noch deutlicher, wie Abbildung 4.15 zeigt. Für einen Kammerdruck von 6 bar ist hier das Spray in der Ansicht von unten dargestellt, sodass die einzelnen Spraykeulen sichtbar werden. Um das Spray besser zu visualisieren, sind die Farben invertiert dargestellt, sodass das gestreute Licht dunkel erscheint. Mit steigendem Kraftstoffdruck sind die Einspritzstrahlen intensiver sichtbar und haben einen breiteren Keulenwinkel, sodass sich das Spray grob dem einer Ringspaltdüse annähert.

Das vorliegende Kapitel zeigt anhand von optischen und hydraulischen Untersuchungen den Einfluss eines erhöhten Kraftstoffdrucks auf die Einspritzung. Trotz eines deutlich höheren Durchflusswertes können im statischen Versuch positive Einflüsse in puncto Tropfengrößen, Eindringtiefe und Sprayauffächerung verzeichnet werden.

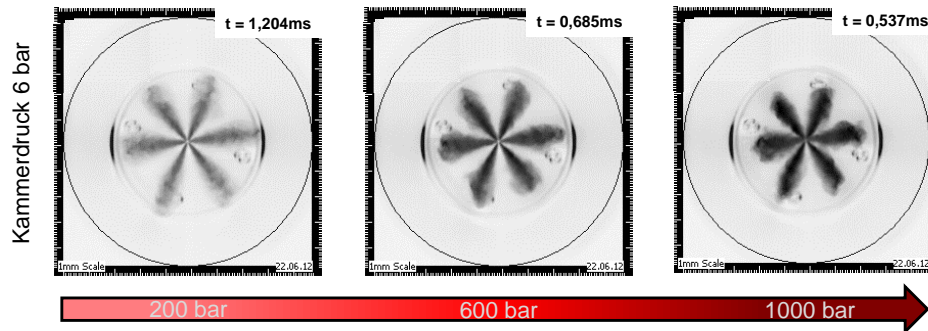
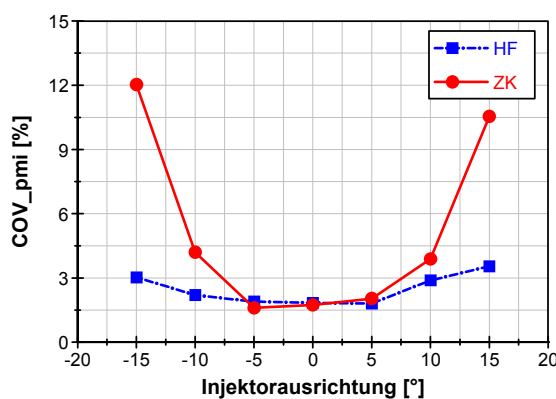


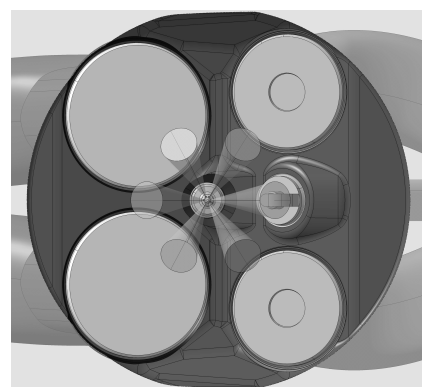
Abbildung 4.15: Mie-Streulichtaufnahmen für verschiedene Einspritzdrücke bei 6 bar Kammerdruck und 10 mg Kraftstoffmasse (Einspritzende)

Injektorausrichtung

Bei Verwendung einer Mehrlochdüse hat die Ausrichtung der Spritzlöcher besonders bei Betriebsarten mit Kompressionshubeinspritzung entscheidenden Einfluss auf das Betriebsverhalten, da zum richtigen Zeitpunkt entflammbares Gemisch am Zündort vorliegen muss. Der Versuchsträger ermöglicht es, die Injektorausrichtung der Spritzlöcher in Relation zur Zündposition zu verdrehen. Von der 0 ° Position, an der das Spray direkt auf die Zündquelle zeigt, kann die Einspritzdüse in jede Richtung um 30 ° verdreht werden um den größtmöglichen Abstand zwischen Zündquelle und eingespritztem Kraftstoff zu erreichen und diese nicht zu benetzen. Im Diagramm der Abbildung 4.16 ist der COV als Robustheitskriterium für eine Variation der Injektorausrichtung bei einem mittleren Kraftstoffdruck von 600 bar für beide Zündsysteme dargestellt.



(a) Laufruhe über Einbauposition



(b) 0° Ausrichtung des Injektors

Abbildung 4.16: Injektorausrichtung im geschichteten Betrieb; 2000 min⁻¹ / 3 bar p_{mi}

Bei beiden Systemen führt die Einstellung, in der ein Spritzloch direkt in Richtung der Zündquelle zeigt zu einem Betrieb mit der besten Laufruhe ohne Aussetzer. Positionen mit Winkeln größer als 15° bewirken vor allem bei Verwendung der Zündkerze eine schnell ansteigende Aussetzerrate wegen Kraftstoffmangels am Zündort. Das größere Zündvolumen der Hochfrequenzzündung kann dies deutlich besser kompensieren, wobei trotzdem ein Anstieg der Zyklusschwankungen zu verzeichnen ist. Aufgrund dieser Effekte und weil die Injektorposition bei rein homogenem Betrieb vernachlässigbare Einflüsse zeigt, wird die Position für alle folgenden Untersuchungen auf 0° eingestellt. Die gewählte Position ist in Teil (b) von Abbildung 4.16 zu erkennen.

4.2.3 Externe Erzeugung von Ladungsbewegung

Auch zur Generierung von Zylinderinnenströmungen stehen verschiedene Varianten zur Verfügung, die es im Vorfeld grundsätzlich zu untersuchen gilt. Durch partielles Verschließen der Einlasskanäle kann mithilfe von Kanaleinbauten Tumble oder Drall induziert werden. Bevor die Bauteile im Motor getestet werden, erfolgt eine Bewertung am stationären Strömungsprüfstand.

Bauteile

Zum Einsatz kommt sowohl eine Variante, die eine Tumbleströmung begünstigt, als auch eine Konfiguration, die ein einseitiges Einströmen und somit eine Drallströmung hervorruft. Die Installation der Leitsysteme erfolgt direkt im siamesisch ausgeführten Einlasskanal. Sie sind fest verbaut und in ihrer geometrischen Form bestimmt, können also nicht in der Intensität variiert werden. Die beiden Konfigurationen sind in Abbildung 4.17 skizziert.

Die Tumblekonfiguration verschließt in etwa ein Drittel der Kanäle und reicht bis kurz vor die Einlassventile, sodass eine vermehrte Strömung mit hoher Geschwindigkeit über den oberen Ventilsplatt begünstigt wird. Die Drallvariante ist als halbseitiger Kanalverschluss ausgeführt und lässt somit nur ein Einströmen über den rechten Kanal zu, damit sich eine stark gerichtete, stabile Strömung um die Hochachse ergibt.

Strömungsvermessung

Der Serienzustand und die beiden Varianten werden zur objektiven Bewertung nach Durchfluss und großskaliger Wirbelstruktur am stationären Strömungsprüfstand vermessen. Am Durchflussprüfstand wird die Durchströmzahl α_K ermittelt. Sie beschreibt das Verhältnis zwischen effektivem Strömungsquerschnitt und Kolbenfläche

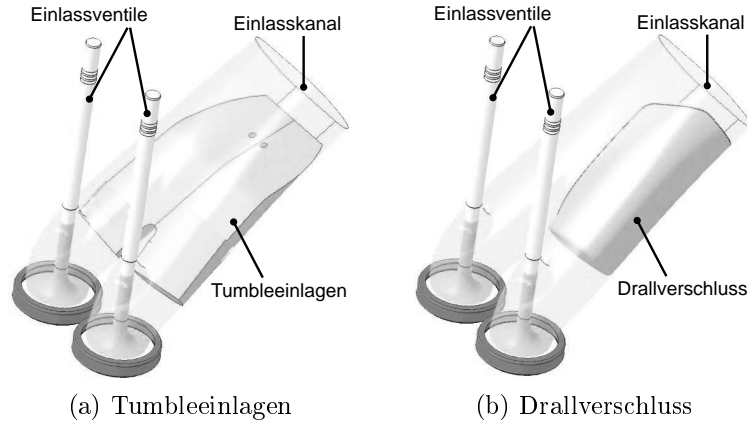


Abbildung 4.17: Kanaleinbauten zur Erzeugung von Ladungsbewegung

(Gleichung 4.7) und gilt als ein wichtiges Kriterium bei der Beurteilung der Güte des Ladungswechsels. Der isentrope Strömungsquerschnitt A_S setzt sich aus dem realen Massenstrom und den Werten c_S und ρ_S als Strömungsgeschwindigkeit und Dichte bei isentroper Durchströmung zusammen. Bei einem hohen Durchflusswert α_K ist der Strömungswiderstand relativ gering.

$$\alpha_K = \frac{A_S}{A_K} = \frac{\dot{m}_{real}}{c_S \cdot \rho_S \cdot A_k} \quad (4.7)$$

Zusätzlich können mit Hilfe eines Tippelmannprüfstands Kennwerte der Strömungsformen (Drall und Tumble) bestimmt werden [25], [118]. Wie in Abbildung 4.18 dargestellt ist, ist das Kernstück dieses Messverfahrens eine Kalotte, welche mit einer Vielzahl in Richtung des Kugelzentrums zeigender Bohrungen versehen ist. Dieses Kugelzentrum ist gleichzeitig der Achsenschnittpunkt eines dreiachsigen Drehmomentensensors. Durch diese Anordnung werden keine verfälschende Drehmomente aufgrund der statischen Druckunterschiede gemessen. Mit der bei einer Tumbleströmung vorherrschenden ungleichmäßigen Geschwindigkeitsverteilung in axialer Richtung ergeben sich messbare Kippmomente um den Kugelmittelpunkt. Mit dem gemessenen Drehmoment⁹ ist es möglich die dimensionslose Tumblezahl zu bestimmen (Gleichung 4.8).

$$T_z = \frac{\sqrt{M_x^2 + M_y^2} \cdot d_{cyl} \cdot \rho_{Luft}}{2\dot{m}^2} \quad (4.8)$$

⁹geometrische Summe der Komponenten in x- und in y-Richtung

Analog hierzu lässt sich nach Gleichung 4.9 aus dem Drehmoment um die z-Achse (Zylinderhochachse) die Drallzahl bestimmen.

$$D_z = \frac{M_z \cdot d_{cyl} \cdot \rho_{Luft}}{2\dot{m}^2} \quad (4.9)$$

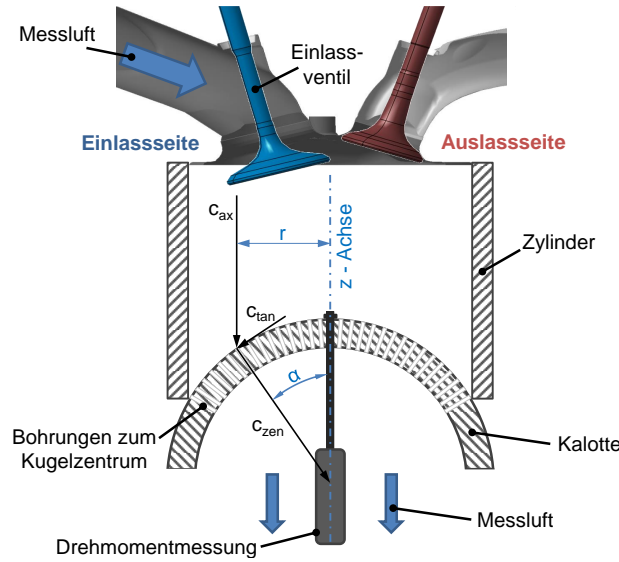


Abbildung 4.18: Strömungsprüfstand: Momentenmessgerät nach Tippelmann [118]

Die mit diesem Messverfahren ermittelten Kennzahlen geben allerdings nur Aufschluss über den stationären und integralen Strömungszustand und dienen lediglich einer Quantifizierung der Strömungseffekte. Insbesondere das zeitliche Verhalten der Strömung und somit der wichtige Turbulenzzzerfall können mit diesen Messtechniken nicht erfasst werden. Dennoch ermöglicht das Verfahren eine aussagekräftige Bewertung der integralen Strömungsintensitäten der Komponenten und lassen durch die bekannten Zusammenhänge die Effektivität der Bauteile abschätzen.

Zur Ermittlung der Kennzahlen wird der Ventilhub bei jeder Messung in 1 mm Inkrementen bis zum Maximalhub erhöht. Als erstes Kriterium zur Bewertung der Bauteile soll die in Teil (a) der Abbildung 4.19 dargestellte Durchströmzahl α_K dienen. Die Abbildung zeigt den Verlauf der Durchflussbeiwerte über dem Ventilhub. Generell gilt, dass bei geringen Ventilhuben der Ventilsplatt den begrenzenden Querschnitt darstellt, sodass der Durchfluss mit weiterer Steigerung des Ventilhubes ansteigt. Da der Standardkanal ohne Einbauten den geringsten Strömungswiderstand aufweist, ist dieser Effekt hier sogar bis zum Maximalhub zu beobachten. Ist der durch den Ventilsplatt freigegebene Querschnitt groß genug, wird der Durchfluss durch den Kanal begrenzt und es stellt sich auch für größere Ventilhuben ein stationärer Kennwert ein. Dieses Verhalten ist bei der Tumblevariante ab ca. 6 mm Ven-

tilhub der Fall, woraus ersichtlich wird, dass mit der Tumblevariante eine nicht zu vernachlässigende Drosselung einhergeht. Die maximal erreichbare Durchflusszahl wird von 14 % auf 9,5 % reduziert. Der Drallverschluss bewirkt infolge der Querschnittsverengung um 50 % den größten Strömungswiderstand, sodass hier vor allem bei Lasten über der saugmotorischen Volllast mit einem erheblichen Füllungsverlust zu rechnen ist.

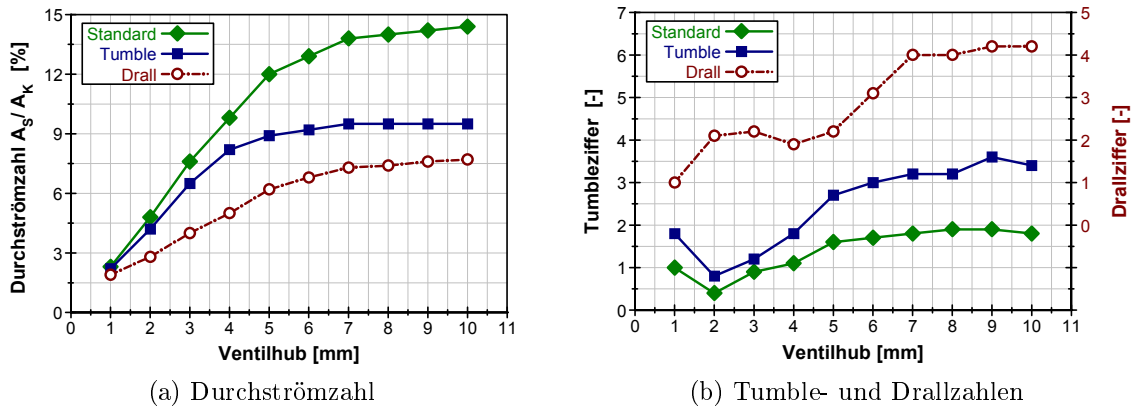


Abbildung 4.19: Am stationären Strömungsprüfstand ermittelte Kennzahlen

In Teil (b) der Abbildung 4.19 sind für den Standardkanal und für die Tumble-Variante die Tumblezahlen und für den halbseitigen Verschluss die Drallzahl wiederum über dem Ventilhub aufgetragen¹⁰. Beide Bauteilvarianten haben die gewünschte Wirkung auf die großskalige Strömungsstruktur im Zylinder. Während bei symmetrischem Einströmen die Drallzahl null ist, wird diese mit der Drallvariante auf 4,1 erhöht. Für die Tumblevariante gilt, dass die ohnehin nicht geringe Tumblezahl des Standardkanals von 2 auf bis zu 3,5 erhöht wird. Somit stehen Teile zur Verfügung, die die Untersuchung des Einflusses unterschiedlicher Strömungszustände auf Magerbrennverfahren ermöglichen.

¹⁰Die jeweils andere Strömungskomponente soll hier vernachlässigt werden.

5 Numerische Simulation

Durch die in den letzten Jahrzehnten gesteigerte Rechenleistung ist die dreidimensionale numerische Simulation aus der Fahrzeugentwicklung nicht mehr wegzudenken. Sowohl das Potenzial Entwicklungskosten zu sparen, als auch die Möglichkeit, eine genauere Erkenntnis der Strömungs- und Mischungsprozesse verschiedenster Fluide zu erlangen, tragen hierzu maßgeblich bei. In der Brennverfahrensentwicklung finden dabei vor allem die Simulation von Zylinderinnenströmung und Gemischbildungsprozessen Anwendung.

Das Ziel der im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Simulation ist es, ein tieferes Verständnis für die bei Verwendung eines Hochdruckeinspritzsystems auftretenden Phänomene zu gewinnen. Hierzu zählt die Charakterisierung des Einflusses eines erhöhten Kraftstoffdrucks auf Zylinderinnenströmung, Gemischbildung und Bauteilinteraktion. Ferner kann in einer frühen Phase der Injektorentwicklung eine prinzipielle Schichtfähigkeit durch Analyse der Gemischbedingungen am Zündort abgeschätzt werden. Hier vorgestellte Simulationsergebnisse wurden in Zusammenarbeit mit Schubert [110]¹ erlangt.

Die Randbedingungen und Parameter der Simulation werden dabei größtenteils durch den Versuchsträger vorgegeben. Neben den geometrischen Größen spielen aus Prüfstandsversuchen gewonnene Messdaten wie Drücke und Temperaturen eine wichtige Rolle. Aus den geometrischen Daten wird ein, sich mit der Hubfunktion des Motors änderndes, Berechnungsnetz erstellt. In diesem Berechnungsgitter können für jedes einzelne Volumenelement die Navier-Stokes-Gleichungen numerisch gelöst werden. Diese setzen sich aus jeweils einer Gleichung zur Massenerhaltung, Impulserhaltung, Energieerhaltung und der Zustandsgleichung idealer Gase zusammen [19], [31], [69], [83], [100]. Die direkte numerische Lösung der Navier-Stokes-Gleichungen für die, im Verbrennungsmotor vorliegenden, komplexen turbulenten Prozesse verschiedener Zeit- und Längenskalen stellt einen erheblichen Rechenaufwand dar [61]. Weiter ist bei diesen Bedingungen die globale Information von größerem Interesse als lokal fluktuierende Komponenten (vgl. Kap. 2.3).

¹Simulationen wurden im Zuge einer Masterthesis durchgeführt

Deswegen erfolgt im verwendeten Simulationstool STAR-CDTM die Turbulenzmodellierung mittels der RANS²-Methode unter Verwendung des k- ϵ -Modells [19]. Mit diesem Modell lässt sich der turbulente Austausch in Abhängigkeit der vorhandenen turbulenten kinetischen Energie (k) und der Dissipationsgeschwindigkeit (ϵ) berechnen [61].

Zur Simulation der Mehrphasenströmung von Einspritzvorgängen sind Modelle für Strahlaufbruch und Verdampfung erforderlich. Der eingespritzte Kraftstoff stellt dabei einen Bereich flüssiger Tropfen in einem kontinuierlichen Trägermedium (Luft) dar. Diese beiden Phasen beeinflussen sich gegenseitig in komplexen Austauschmechanismen, die wiederum von Tropfengröße und -dichte abhängen. Auch die separate Berechnung eines jeden Tropfens ist für heutige Rechengeschwindigkeiten zu aufwändig, weshalb es nötig ist, den Strahlzerfall mathematisch zu beschreiben. Im Zuge dieser Arbeit wurde der Primärzerfall nicht modelliert, sondern direkt durch die Injektion von Tropfen einer bestimmten Größe in einer statistischen Verteilung eingestellt. Der mittlere Sauterdurchmesser wurde dabei mit 0.012 mm ($SMD = 0,1 \cdot \text{Spritzlochdurchmesser}$ [51]) angenommen. Somit ist lediglich eine Modellierung des Sekundärzerfalls erforderlich. Die Verteilung der Tropfen um das Spritzloch in Abhängigkeit des Abstandes zum Düsenaustritt wird durch eine Rosin-Rammler Verteilungsfunktion beschrieben. Zur Berechnung des Strahlaufbruchs werden die Tropfen jedoch zu Paketen ähnlicher Eigenschaften zusammengefasst und gemeinsam berechnet.

Dies erfolgt mithilfe des „*Wave breakup*“-Modells, welches gegenüber anderen Modellen alle Tropfenaufbruchsregimes³ berücksichtigen kann. Es basiert auf der Annahme, dass Störungen auf der Flüssigkeitsoberfläche anwachsen und letzten Endes zum Aufbruch führen. In Abhängigkeit von Weber- (sowohl Gas als auch Flüssigkeit), Ohnesorge und Taylorzahl ($T = Oh \cdot \sqrt{We_g}$) werden die Aufbruchkräfte ins Verhältnis mit dem Tropfendurchmesser gesetzt [46]. Der Zerfall endet dann in einem stabilen Tropfendurchmesser, bei dem die Oberflächenspannung zu groß ist, als dass die vorliegenden Zeit- und Längenskalen zu weiterem Zerfall führen würden. Mittels verschiedener Applikationsfaktoren lässt sich hierbei die Aufbruchrate des Simulationsmodells auf die vorliegenden Prozesse abgleichen.

Bei Hochdruckeinspritzung des Kraftstoffs wird im Umgebungsgas eine turbulente Strömung induziert. Genauso bewirken die turbulenten Strömungsstrukturen des Gases einen Impulsaustausch mit der Flüssigkeit. Diese Prozesse werden aufgrund des Auseinanderstrebens der Tropfen „*turbulente Dispersion*“ genannt [46]. Dies ist vor allem im Düsennahbereich von Bedeutung, da die Strahlaufweitung maßgeblich

²Reynoldsgemittelte Navier-Stokes-Gleichungen

³Das Aufbruchsregime ist durch das mit der Weberzahl ausgedrückte Kräftegleichgewicht bestimmt.

von der turbulenten Dispersion begünstigt wird. Mit der Stokes-Zahl kann dabei das Verhalten der Tropfen gegenüber u' und \bar{U} beschrieben werden. Sie ist ein Maß für die Koppelung der Tropfendynamik und der Turbulenz der Gasphase und ist somit das Verhältnis der aerodynamischen Relaxationszeit τ_a ⁴ und der jeweiligen charakteristischen Zeitskala τ_G ⁵.

$$St = \frac{\tau_a}{\tau_G} \quad (5.1)$$

Bei hohen Stokeszahlen bewegen sich die Tropfen nahezu unbeirrt durch das Gas, während der Tropfen bei einem Wert von etwa eins grob der großskaligen Struktur folgt. Jedoch erst bei Zahlen deutlich kleiner als eins gehen die Tröpfchen in ein turbulentes „Gleichgewicht“ mit der tatsächlich vorliegenden Strömung über.

Zusätzlich zu den beschriebenen Aufbruchs- und Transportphänomenen stellt die Modellierung der Verdampfung einen weiteren wichtigen Schritt der Gemischbildung dar. Durch Wärmeleitung, Konvektion und Strahlung geht die zur Verdampfung benötigte Energie auf die Tropfen über. Wegen der komplexen Wechselwirkungen müssen Verdampfungsrate und Wärmeübergang immer gemeinsam betrachtet werden. STAR-CDTM unterscheidet hierfür zwei verschiedene Situationen [19].

Ist die Tropfentemperatur größer als die kritische Temperatur des Fluids, erfolgt ein spontaner Übergang in die Gasphase, da die Dichten beider Phasen den gleichen Wert besitzen. Die Verdampfungswärme geht gegen null. Im zweiten Fall wird die Tropfentemperatur mit dem druckabhängigen Siedepunkt verglichen. Der zeitabhängige Massen- und Wärmetransport wird dann über die jeweiligen Differentialgleichungen berechnet [19].

Diese Grundlagen zeigen, dass numerische Simulation unterschiedlicher Fluide in mehreren Phasen sehr komplex ist. Deswegen erfolgt für einen Abgleich zunächst eine getrennte Betrachtung von Zylinderinnenströmung und Kraftstoffspray, bevor eine vollständige Simulation des Gesamtsystems durchgeführt werden kann.

Für einen Abgleich mit Prüfstandsdaten und zur Bestimmung von Randparametern des Turbulenzmodells wird zunächst im beweglichen dreidimensionalen Brennraumnetz eine Ladungswechselsimulation durchgeführt. Hierfür stellen die indizierten Druckverläufe von Einlass, Auslass und im Zylinder wichtige Größen dar. Vor allem Grenzschichtphänomene im Wandbereich bedürfen einer sorgfältigen Betrachtung in puncto der Turbulenzmodellierung, da in der Grenzschicht aufgrund von viskosen Wandreibungseffekten keine ausgebildete Turbulenz mehr vorherrscht. Im

⁴Ansprechverhalten auf turbulente Fluktuationen

⁵Beispielsweise beschreibt sie nach Gleichsetzen von τ_G mit der integralen Zeitskala S_t das Verhalten gegenüber \bar{U}

verwendeten Modell für große Reynoldszahlen wird die Strömung in eine viskose Unterschicht, eine Mischregion und den Bereich voll entwickelter Turbulenz unterteilt. Um die Gültigkeit des Modells zu gewährleisten müssen diese Bereiche im Vorfeld abgestimmt werden. Hierzu ist es möglich, die Grenzschicht mittels dem aus Grenzschichtdicke und -geschwindigkeit sowie der kinematischen Viskosität des Fluids berechneten Wert y^+ , der laut [19] zwischen 30 und 100 liegen soll, zu charakterisieren. Liegen die y^+ Werte nicht in diesem Bereich, kann die Schichtdicke von Unterschicht und Mischregion variiert werden oder eine weitere Übergangsschicht eingefügt werden. In der verwendeten Simulation wird die y^+ Bedingung für eine Schicht der Dicke von 0.4 mm im gesamten Modell erfüllt.

Parallel dazu wird im Abgleich mit hydraulischen und optischen Einspritzuntersuchungen die Simulation des Einspritzstrahls kalibriert. Um gleiche Randbedingungen herzustellen wird die Einspritzkammer als statisches Netz nachgebildet. Der Sprayabgleich erfolgt für zwei verschiedene Einspritzmengen⁶ und in 200 bar Schritten bis 1000 bar. Aus den hydraulischen Untersuchungen der Einspritzrate können diverse Parameter wie beispielsweise die Austrittsgeschwindigkeit am Spritzloch (siehe Kapitel 4.2.2) oder Effekte der Nadelsitzdrosselung gewonnen werden, sodass reale Startbedingungen vorliegen.

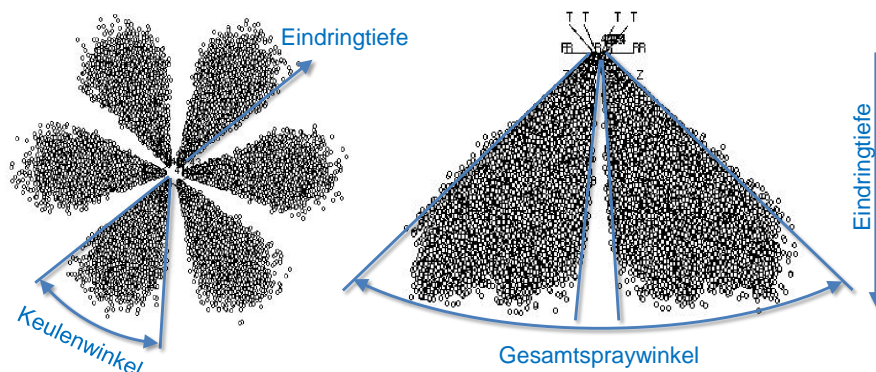


Abbildung 5.1: Verwendete Größen zum Abgleich der Einspritzsimulation mit Kammernmessungen

Für die Kalibrierung des Sekundärzerfalls können verschiedene Parameter appliziert werden. Abbildung 5.1 zeigt die Sprayeigenschaften auf die das Spray an den jeweiligen Punkten kalibriert wurde. In den ersten 60 % der Eindringtiefe lässt sich der Strahl gut mit einer Feinjustage der Flankensteigung und der Austrittsgeschwindigkeit der Einspritzrate angleichen. Auf die Endphase des Sprays hat vor allem die Zeitkonstante des „*Wave breakup*“ Modells Einfluss. Wenn diese Aufbruchszeit grö-

⁶6 mg und 12 mg

ßer gewählt wird, ist die Aufbruchsrage geringer und es kommt zu größeren Tropfen mit einer vermehrten Eindringtiefe. Zusätzlich zum Einfluss dieser Parameter lässt sich vor allem der Keulenwinkel für verschiedene Einspritz- und Gegendrücke mit Applikation der oben beschriebenen, turbulenten Dispersion bestimmen.

Nach erfolgreichem Abgleich⁷ der beiden Einzelsimulationen, lassen sich die Simulation des Ladungswechsels und der Einspritzung zusammen führen und für eine genauere Interpretation beobachteter Phänomene seitens der Hochdruckeinspritzung verwenden.

⁷Eine beispielhafte Validierung der Einspritzstrahlsimulation ist im Anhang A.3 zu finden.

6 Grundsätzliche Schichtfähigkeit

Obwohl ein Schichtbrennverfahren (DES) mit seinem hohen Bedarf an Luftüberschuss ausschließlich in der niedrigen Teillast angesiedelt ist, ist es wegen seiner großen Potenziale zur Senkung des Kraftstoffverbrauchs ein wichtiger Baustein im Betriebsartenkennfeld magerer Ottomotoren. Wie aus Abschnitt 2.4 hervorgeht, wird bereits in anderen Arbeiten der positive Einfluss des Kraftstoffdrucks auf die Partikelbildung bei diesem Verfahren hervorgehoben. Darüber hinaus wird bei Schenk et al. [108] aufgezeigt, dass mit einem Koronazündsystem die Robustheit im Schichtbetrieb verbessert werden kann. Somit ist die Kombination beider Technologien eine Möglichkeit, dieses Brennverfahren weiter zu optimieren. Darüber hinaus sind Erkenntnisse zu optimalen Applikationsparametern auf teilhomogene Betriebsstrategien mit Kompressionshubeinspritzung übertragbar. Eine Untersuchung des Schichtbrennverfahrens bietet somit große Vorteile für die erfolgreiche Umsetzung dieser Betriebsstrategien.

6.1 Betriebsstrategie Schichtbrennverfahren

Für einen robusten Betrieb mit geschichteter Ladung spielen Applikationsparameter von Zündung und Einspritzung eine entscheidende Rolle. Das Ziel ist es, reproduzierbar und präzise Kraftstoff-Luft-Gemisch innerhalb der Zündgrenzen am Zündort bereit zu stellen, ohne die Entflammung durch sprayinduzierte Turbulenz oder zu viel flüssige Kraftstoffanteile zu stören. Im Vorfeld ist es wichtig, die beste Applikation für das Hochdruckeinspritzsystem zu finden, wobei erste Tests eine Zweifacheinspritzung favorisieren. Sowohl bezüglich Partikel als auch für einen aussetzerfreien Betrieb weist diese Einspritzstrategie deutliche Vorteile gegenüber einer Einfacheinspritzung auf. Dies bestätigen auch Ergebnisse der numerischen Simulation (Abbildung 6.1). Bei einer Einfacheinspritzung wird eine große und dichte Einspritzmenge injiziert, die zu verminderter Verdampfung und wegen größerer Eindringtiefe zu vermehrter Wandbenetzung führt. Ein Großteil des Gemischs sammelt sich in der Kolbenmulde und kann somit nicht entflammt werden.

Bei einer Aufteilung der Einspritzmenge befindet sich nahezu während des gesamten Einspritzvorganges zündfähiges Gemisch am Zündort, sodass ein strahlgeführtes

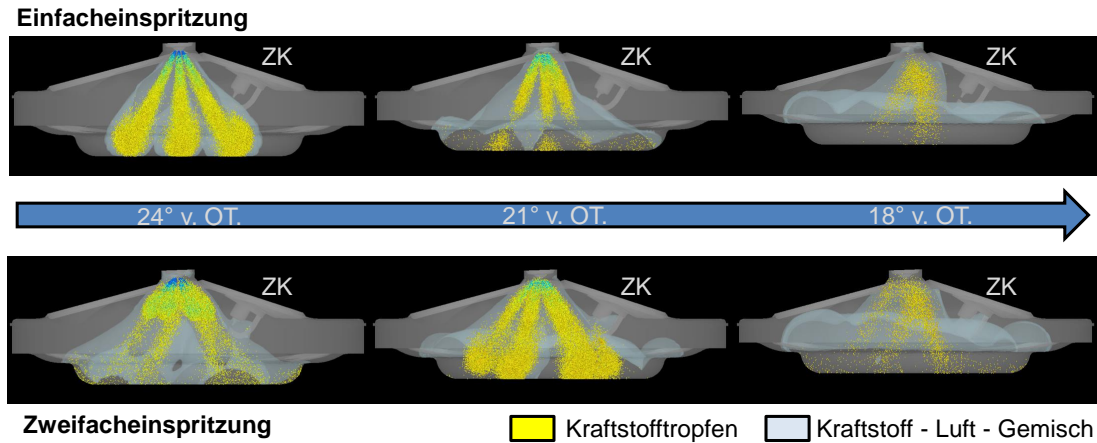


Abbildung 6.1: Einspritzstrategievergleich im geschichteten Betrieb (p_{Kr}=600 bar)

Schichtbrennverfahren realisiert werden kann. Die beim Serieneinsatz einer Ring-spaltdüse bekannte Dreifacheinspritzung [74] ist in der vorliegenden Konfiguration nicht zielführend, weil sich das Gemisch durch die längeren Einspritz- und Pausenzeiten zu sehr im Brennraum verteilt. Ferner werden vor allem bei kleinen Lasten die benötigten Einspritzmengen zu klein, um präzise reproduzierbare Einspritzvorgänge zu garantieren.

Somit ergeben sich folgende Applikationsparameter für die verwendete Schichtstrategie mit Mehrlochdüse (MLD) (Abb. 6.2). Hierbei kann die Kraftstoffmenge zwischen der ersten und der zweiten Einspritzung aufgeteilt werden. Einen weiteren Parameter stellt die Pausenzeit t_{p12} dar, die den Abstand der beiden Injektionen charakterisiert. Der Zündzeitpunkt (ZZP) wird über die Größe des Differenzwinkels (DWE) mit dem Ende der ersten Einspritzung verbunden.

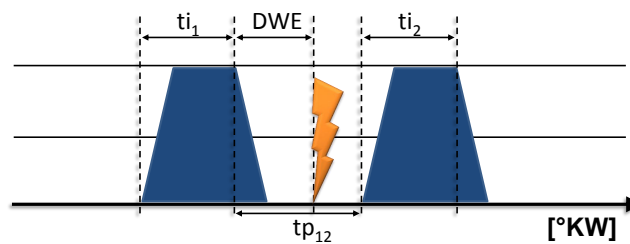


Abbildung 6.2: Applikationsparameter im Schichtbetrieb

Abbildung 6.3 zeigt den Einfluss dieser Parameter anhand relevanter Größen mit einem Kraftstoffdruck von 600 bar bei einem Lastpunkt von $2000 \text{ min}^{-1} / 3 \text{ bar } p_{mi}$. In Diagramm (a) wird das Verhalten gegenüber der Einspritzmengenauflteilung anhand der Größen HC, b_i und COV verdeutlicht. Befinden sich weniger als 40 % der Gesamteinspritzmenge in der ersten Einspritzung, ist ein Anstieg des COV zu ver-

zeichnen, da nicht mehr genügend Kraftstoff an die Zündkerze gelangt. Bis zu einem Anteil von 70 % in ti_1 ist die Laufruhe nahezu konstant, bevor diese mit noch größerer Einzelmenge aufgrund der zu fetten Gemischzone wieder ansteigt. Die Kohlenwasserstoffe steigen von einem Minimum bei 40 % zu höheren Raten immer weiter an, weil durch die größere Voreinspritzung Kraftstoff weiter im Brennraum verteilt wird, ehe die Zündung erfolgt. Randbereiche liegen dann außerhalb der lokalen Zünd- und Brenngrenzen. Der Verlauf des Kraftstoffverbrauchs weist einen engen Zusammenhang mit den HC Emissionen auf. Letztendlich kann der beste Kompromiss der hier gezeigten Größen bei einer gleichmäßigen Verteilung der Einspritzmenge erreicht werden. Weil darüber hinaus seitens der Applikation für sämtliche Lasten und Einspritzdrücke ein reproduzierbarer Zustand hergestellt werden kann, wird für weitere Versuche diese 50 %-Aufteilung eingestellt.

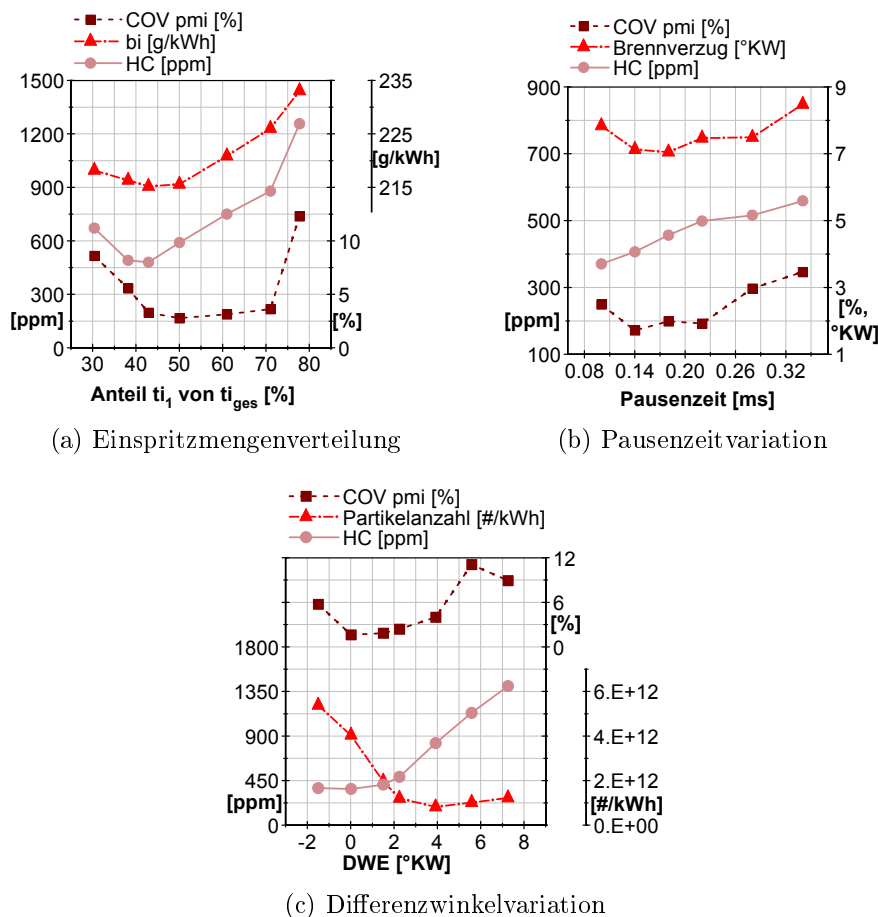


Abbildung 6.3: Applikationsparameter Schichtbrennverfahren; 2000 min^{-1} / 3 bar
 p_{mi}

Den Einfluss der Variation der Pausenzeit zeigen die Größen Brennverzug, Laufruhe und HC in Diagramm (b) der Abbildung. Mit einer geringeren Pausenzeit wird die Gemischwolke kompakter, was sich besonders auf die Kohlenwasserstoffemissionen positiv auswirkt. Eine Pausenzeit von 0.14 ms stellt dabei das Optimum dar. Darunter können keine klar unterscheidbaren Einspritzvorgänge mehr abgesetzt werden, was zu einem undefinierten Schließ- und Öffnungsverhalten führt und mit einem Ansteigen des COV einhergeht. Darüber hinaus wird das Gemisch am Zündort zunehmend fetter und sorgt so für einen Anstieg des Brennverzuges.

Teil (c) der Abbildung 6.3 zeigt die Größen COV, HC und Partikel für eine Variation des Differenzwinkels von -2°KW (noch während der ersten Einspritzung) bis 7°KW (nach der zweiten Einspritzung). HC und Partikelemissionen weisen dabei eine exakt gegenläufige Charakteristik auf. Während für die Kohlenwasserstoffemissionen, wie bei den anderen Parametern, die fortschreitende Verteilung des Kraftstoffs im Brennraum relevant ist und somit bei großen DWE ansteigt, sinkt die Partikelanzahl mit größerem Abstand zwischen Einspritzung und Zündung. Denn diese Verteilung führt zu einer besseren Homogenisierung und vor allem zu lokal mageren λ - Werten, was die Partikelbildung verhindert (siehe Kapitel 2.1.2). Die gemessene Laufruhe nimmt sowohl zu kleineren als auch mit größeren Differenzwinkeln ab. Erfolgt die Zündung zu früh, liegt noch kein zündfähiges Gemisch am Zündort vor. Bei zu großem Abstand gerät das Gemisch am Zündort teilweise außerhalb des zündfähigen Bereichs, sodass auch hier die Laufruhe ansteigt. Der optimale Abstand zwischen Einspritzung und Zündung ist somit ein Kompromiss der untersuchten Größen.

6.2 Einfluss des Kraftstoffdrucks

Der positive Einfluss eines erhöhten Kraftstoffdrucks bei der Betriebsart DES soll im Folgenden mit Hilfe von Prüfstandsuntersuchungen und Simulation genauer charakterisiert werden. Hierbei gilt es, den optimalen Kraftstoffdruck hinsichtlich der Zielgrößen¹ zu bestimmen. Mit der beschriebenen Einspritzstrategie und einem konstanten Differenzwinkel von 3°KW wird der Kraftstoffdruck bei einer Schwerpunktlage der Verbrennung von -3°KW n.OT . (also kurz vor OT) variiert. In Abbildung 6.4 sind COV sowie Brennverzug und Brenndauer bei unterschiedlichen Kraftstoffdrücken dargestellt.

Wie aus Teil (a) der Abbildung hervorgeht, kann die Laufruhe bis zu einem Kraftstoffdruck von 600 bar deutlich verbessert werden, wobei sich ab 400 bar ein komplett aussetzerfreier Betrieb realisieren lässt. Wird der Druck weiter erhöht, steigen die

¹Kraftstoffverbrauch, Stickoxide, Partikelemissionen und COV

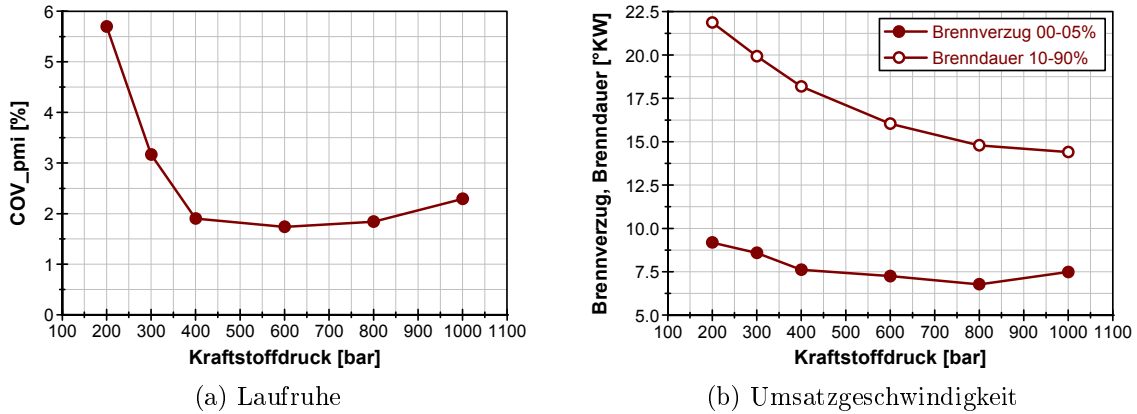


Abbildung 6.4: Einfluss des Kraftstoffdrucks auf Laufruhe und Umsatzgeschwindigkeit; 2000 min^{-1} / 3 bar p_{mi}

Zyklusschwankungen (COV) trotz des zuvor positiven Trends wieder leicht an. Der Verlauf des Brennverzuges (Teil (b)) zeigt ein ähnliches Verhalten. Grund hierfür ist in beiden Fällen, dass ein höherer Einspritzdruck die sprayinduzierte Turbulenz stark ansteigen lässt und so die Entflammung stören kann (vgl. Kapitel 2.3.3). Ist die Flamme voll ausgebildet, lässt sich durch die Turbulenz eine deutliche Verbesserung in der Brenndauer mit höherem Kraftstoffdruck erzielen. Von 200 bar auf 1000 bar kann diese um knapp $7,5 \text{ °KW}$ reduziert werden. Abbildung 6.5 zeigt diesen Einfluss anhand von Simulationsergebnissen.

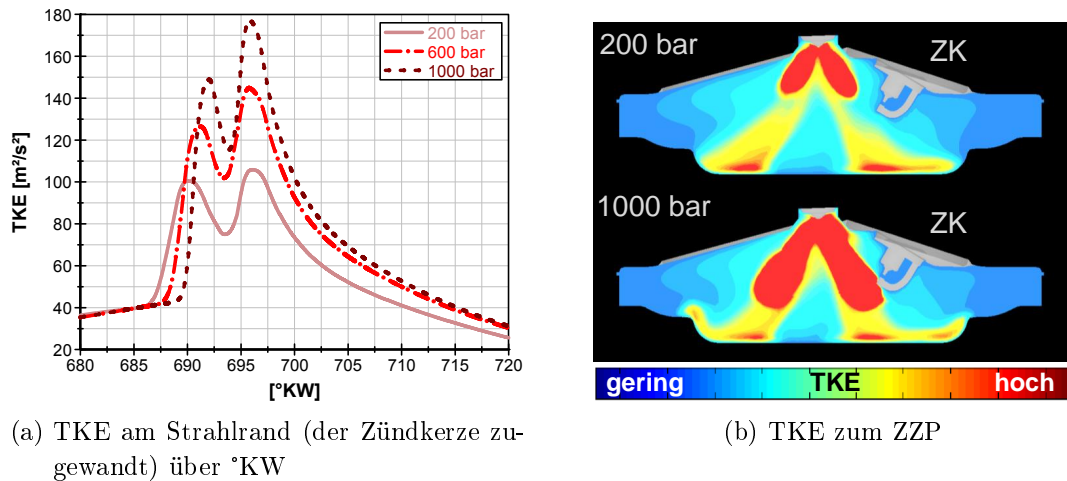


Abbildung 6.5: Einfluss des Kraftstoffdrucks auf turbulente kinetische Energie; 2000 min^{-1} / 3 bar p_{mi} (Simulation) / DWE=3 °KW / $t_{i1} = t_{i2}$

Im linken Teil ist die turbulente kinetische Energie (TKE) für drei Einspritzdrücke über Grad Kurbelwinkel dargestellt. Bei jedem Kraftstoffdruck ergeben sich, bedingt durch die Einspritzvorgänge, charakteristische Turbulenzanstiege. Dabei ist die Turbulenz vor allem durch die zweite Injektion, also in der frühen Phase der Flammenentwicklung, bei 1000 bar sehr hoch, was die leichten Nachteile in Entflammung und Robustheit begründen kann. Im Vergleich zu 200 bar kann bei erhöhten Einspritzdrücken eine vermehrte TKE bis OT erhalten bleiben, was nochmals die positive Wirkung auf die Umsatzrate bei voll entwickelten Flammen unterstreicht.

Der rechte Teil der Abbildung visualisiert die vorliegende Turbulenzintensität zum ZZP für einen niedrigen und einen hohen Kraftstoffdruck. Neben der Ladungsbewegung spielt jedoch auch die Gemischverteilung am Zündort eine entscheidende Rolle für Robustheit und Brennverzug. Hier liegt bei 600 bar mit einem gut aufbereiteten Gemisch um die Zündquelle die beste Situation vor (Abbildung 6.6).

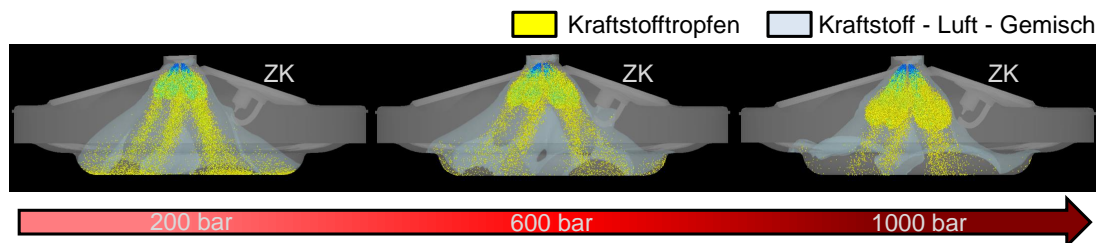


Abbildung 6.6: Kraftstoffverteilung zum ZZP in Abhängigkeit des Kraftstoffdrucks; 2000 min^{-1} / $3 \text{ bar } p_{\text{mi}}$ (Simulation) / $\text{DWE}=3 \text{ °KW}$ / $t_{i1} = t_{i2}$

Bei den vergleichsweise niedrigen Kraftstoffdrücken entfalten die Stufenlöcher des Injektors nicht ihre volle Wirkung, sodass das Spray nicht hinreichend aufbereitet wird. Wegen kleiner Keulenwinkel liegt kein Kraftstoff am Zündort vor. Eine ähnliche Wirkung ist auch bei 1000 bar zu beobachten, auch wenn diese in einer anderen Ursache begründet ist. Aufgrund hoher Strömungsgeschwindigkeiten sinkt der statische Druck im Inneren des Einspritzkegels, sodass dieser kontrahiert und wiederum mageres Gemisch am Zündort mit zusätzlich hoher Strömungsintensität vorliegt. Weiter geht aus Abbildung 6.6 hervor, dass wegen der größeren Tropfen bei 200 bar eine erhebliche Wandbenetzung stattfindet. Das Spray befindet sich größtenteils in Kolbennähe und liegt zu einem erheblichen Anteil unverdampft vor. Bei 1000 bar ist die Gemischbildung am besten, was sich vor allem in der Partikelanzahl widerspiegelt (Teil (a) Abbildung 6.7).

Dieser Zusammenhang von Einspritzdruck und Gemischbildungsqualität führt dazu, dass die Partikelemissionen die stärkste Abhängigkeit vom Einspritzdruck aufweisen. Ein höherer Druck sorgt für ein verbessertes Air-Entrainment und vermindert so den diffusiven Anteil in der Verbrennung, der maßgeblich zur Rußbildung

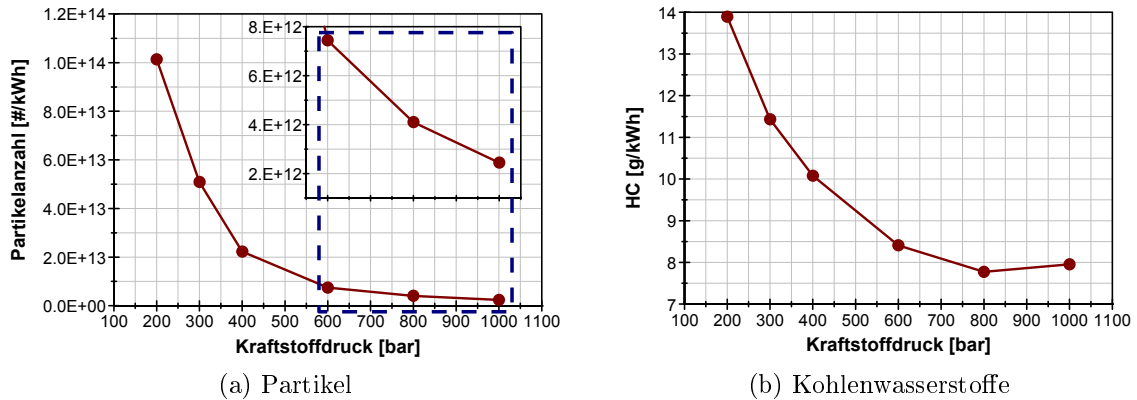


Abbildung 6.7: Einfluss des Kraftstoffdrucks auf Partikel- und HC-Emissionen;
 2000 min^{-1} / 3 bar p_{mi}

beiträgt. Bereits die Erhöhung von 200 bar auf 600 bar verringert die Partikelanzahl um mehr als 90 %. Zusätzlich sind diese Vorteile in der kürzeren Eindringtiefe mit gleichzeitig verkürzter Einspritzzeit begründet. Eine weitere Drucksteigerung führt zu einer stetigen Abnahme der Partikelkonzentration, jedoch in einem deutlich geringeren Maß, sodass die minimale Partikelanzahl weniger als 5 % des Ausgangswertes beträgt. In einer ähnlichen Weise können durch die schnellere und damit vollständige Verbrennung die emittierten Kohlenwasserstoffe reduziert werden (Teil (b) Abbildung 6.7).

Anhand der vorliegenden Ergebnisse, wird als Einspritzdruck für die folgenden Untersuchungen mit geschichteter Ladung 600 bar als bester Kompromiss aus Robustheit, Emissionsreduktion und benötigter Energie zur Druckerzeugung eingestellt.

6.3 Robustheitsuntersuchungen

Aus den vorigen Abschnitten geht hervor, dass die Realisierung eines aussetzerfreien Betriebs über einen weiten Bereich der Betriebsparameter eine große Herausforderung bei geschichteten Brennverfahren darstellt. Damit gewährleistet werden kann, dass stets entflammbares Gemisch am Zündort vorliegt, ist eine genaue Abstimmung von Einspritzung und Zündung notwendig. Zusätzlich hängen auch Kraftstoffverbrauch und Emissionen an dieser Strategie, sodass oft in Rücksicht auf einen robusten Motorlauf bezüglich der anderen Zielgrößen Nachteile in Kauf genommen werden müssen. Wenn es andererseits möglich ist, über einen weiten Bereich von Einspritz- und Zündzeitpunkten Aussetzer zu vermeiden, kann das Kennfeld besser auf diese Größen hin optimiert werden.

Um die Robustheit gegenüber diesen Applikationsstrategien mit den vorliegenden Systemen zu untersuchen, wird mit einer Zweifacheinspritzung (vgl. Abbildung 6.2) an verschiedenen Einspritzzeitpunkten der DWE bei dem Lastpunkt 2000 min^{-1} und 3 bar p_{mi} variiert. Im Vordergrund steht dabei, Erkenntnisse über die Laufruhe und die Aussetzergrenze für beide Zündsysteme zu erlangen. Deswegen zeigt Abbildung 6.8 als Kennfeld die Laufruhe in Abhängigkeit der Applikationsgrößen.

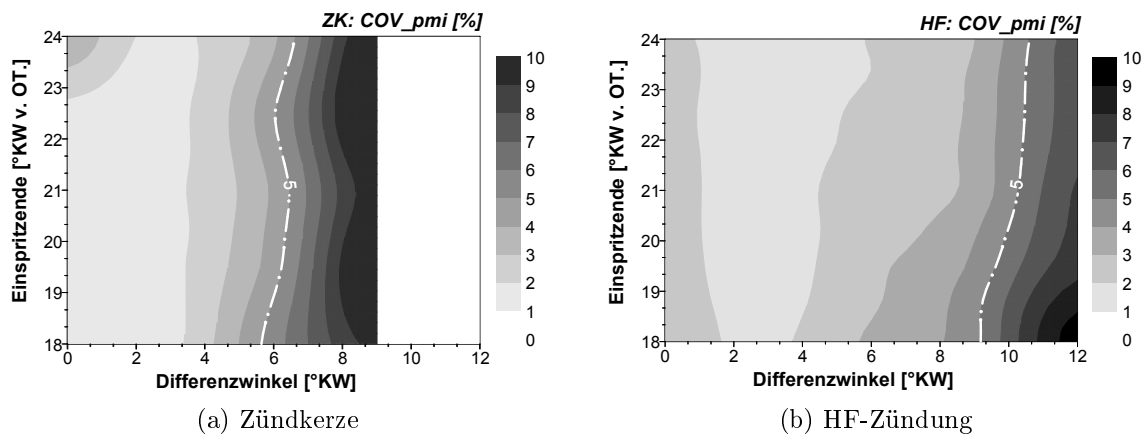


Abbildung 6.8: Zündungsvergleich Robustheitskennfeld COV;
 2000 min^{-1} / 3 bar p_{mi} / pKr: 600 bar

Im direkten Vergleich der beiden Zündquellen fällt auf, dass für das HF-System ein deutlich größerer Applikationsbereich robust umsetzbar ist. Die 5 % COV-Grenze (Strichpunktlinie) wird damit erst bei einem DWE von ca. 10 °KW erreicht, während dies bei der Zündkerze bereits bei 6 °KW der Fall ist. Durch die große Einflusszone weist das alternative Zündsystem somit eine große Toleranz gegenüber Mageraussetzern auf, da die lokalen Fluktuationen eine kleinere Rolle spielen. Hinsichtlich

sehr fetten Stellen und vor allem noch flüssigem Kraftstoff ergibt sich jedoch eher ein gegenläufiges Bild, was durch den COV Anstieg in Richtung ganz kleiner Differenzwinkel bei der HF-Zündung zu beobachten ist. Durch das kalte Plasma ist es schwieriger, flüssige Anteile lokal zu verdampfen und zu entflammen, da wegen der für den Phasenübergang notwendigen Enthalpie der ohnehin recht kalten Reaktionszone Wärme entzogen wird. Durch den lokalen Überschuss an Zündenergie ist die Spulenzündung weitaus weniger anfällig bei diesen Bedingungen. Bestätigt wird dies durch die Darstellung des Brennverzuges für beide Systeme in Abbildung 6.9.

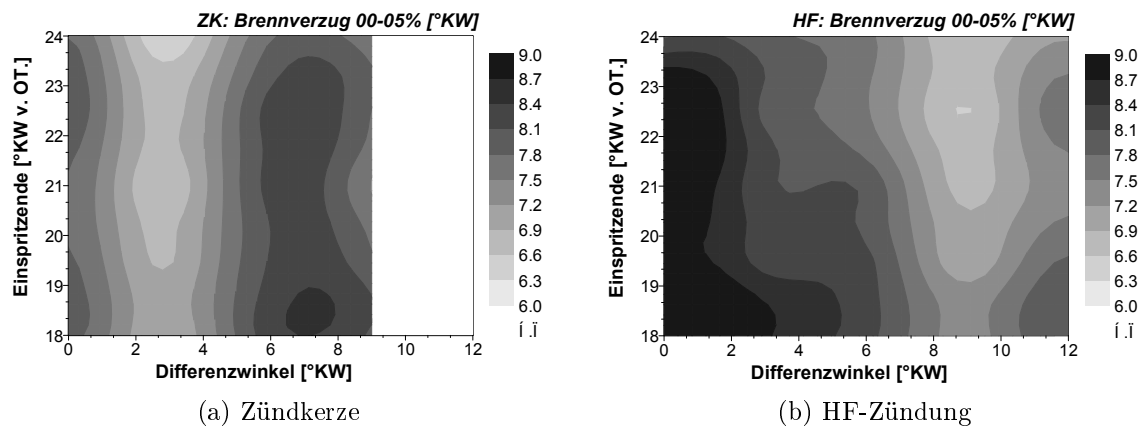


Abbildung 6.9: Zündungsvergleich Robustheitskennfeld Brennverzug;
 2000 min^{-1} / 3 bar p_{mi} / p_{Kr} : 600 bar

Auch hier ergeben sich große Unterschiede für die Charakteristik beider Zündsysteme im Robustheitskennfeld. In Teil (b) der Abbildung wird klar, dass mit der Hochfrequenzzündung vorwiegend fette und flüssig vorliegende Kraftstoffanteile schwieriger zu entflammen sind. Der Brennverzug ist bei kleinem Abstand zwischen Einspritzung und Zündung sehr hoch und wird mit fortschreitender Gemischbildung sukzessive kürzer, ehe dann wieder bei großen DWE das Gemisch auch für dieses Zündsystem zu mager wird. Genauso sind die Brennverzüge bei der Zündkerze (Teil (a)) nicht direkt bei Einspritzende, sondern leicht später, am kürzesten. Jedoch liegt das Minimum mit 3 $^{\circ}$ DWE deutlich früher. Bereits ab 4 $^{\circ}$ wird das Gemisch am lokal begrenzten Zündort wieder zu mager und der Brennverzug steigt an. Aufnahmen aus dem Transparentaggregat in Abbildung 6.10 bestätigen diese Zusammenhänge.

Bei einem Differenzwinkel von 0 $^{\circ}$ sind die Schwierigkeiten der Hochfrequenzzündung bezüglich der Entflammung flüssigen Kraftstoffs zu erkennen, während die sehr hellgelb leuchtenden Bereiche bei der Zündkerze zeigen, dass die Flamme mit einem hohen Diffusionsanteil brennt. Bei einem sehr großen Differenzwinkel drehen sich die

Größenverhältnisse der Flamme entsprechend obiger Beschreibung um.

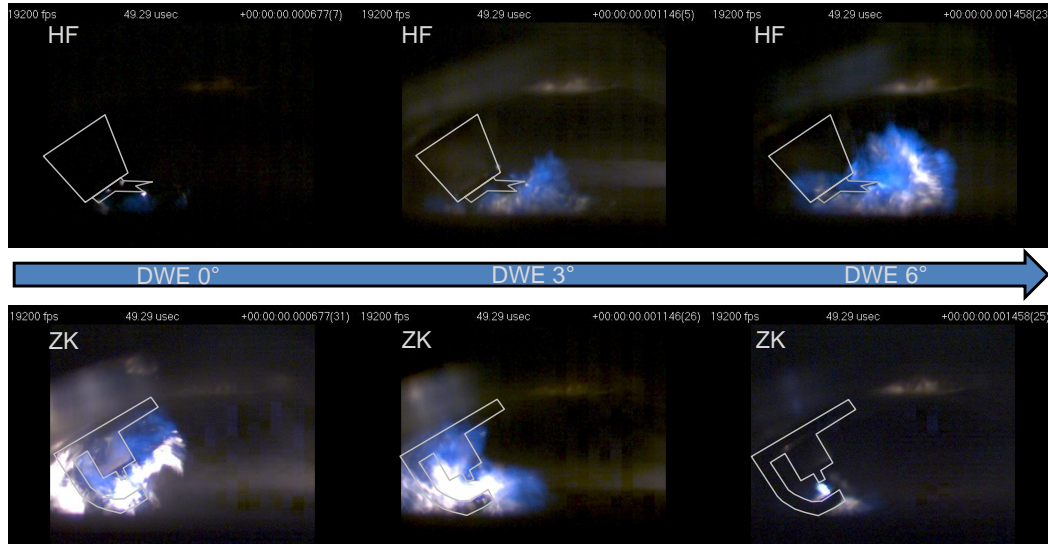


Abbildung 6.10: Zündungsvergleich Flammenentwicklung (DWE 0°, 3°, 6°);
 2000 min^{-1} / 3 bar p_{mi} / 6 °KW nach ZZP (Transparentaggregat)

Anhand der folgenden Abbildung 6.11 erfolgt ein Wirkungsgradvergleich beider Zündsysteme durch den indizierten spezifischen Kraftstoffverbrauch. Zusätzlich wird darin mit den Strichpunktlinien die sich jeweils ergebende Schwerpunkt Lage der Verbrennung (H50) abgebildet. Mit ihrem Einfluss auf Verbrennungsverluste, Partikel- und vor allem Stickoxidemissionen, ist diese Größe für die geschichtete Betriebsart von großer Bedeutung. In der gewählten Darstellung kann so der optimale Verbrennungsschwerpunkt abgelesen werden. Mit den bereits in Kapitel 6.1 gewonnenen Erkenntnissen wird deutlich, dass aus zu großen Differenzwinkeln erhebliche Wirkungsgradnachteile resultieren. Eine zunehmende Gemischdissipation im Brennraum und die damit einhergehende Verlängerung der Brenndauer sind hierfür verantwortlich. Die Erfassung eines großen Gemischvolumens mit verbesserter Entflammung und als wichtige Konsequenz, verkürzten Flammwegen, sorgt bei der HF-Zündung dafür, dass der Kraftstoffverbrauch langsamer ansteigt.

Die optimale Kombination aus Kraftstoffeffassung und Brenndauer liegt bei diesem Zündsystem in einem DWE Bereich von 3 ° bis 4,5 °, sodass sich für den Bestpunkt ein Verbrennungsschwerpunkt (H50) von -1,5 °KW n.OT ergibt. Bei der Zündkerze liegt dieser Bereich mit ca. -4,5 °KW n.OT früher, was zu einem Anstieg der Verluste aus der Lage der Verbrennung führt. Der Bestwert im Kraftstoffverbrauch fällt deswegen mit der Funkenzündung schlechter aus.

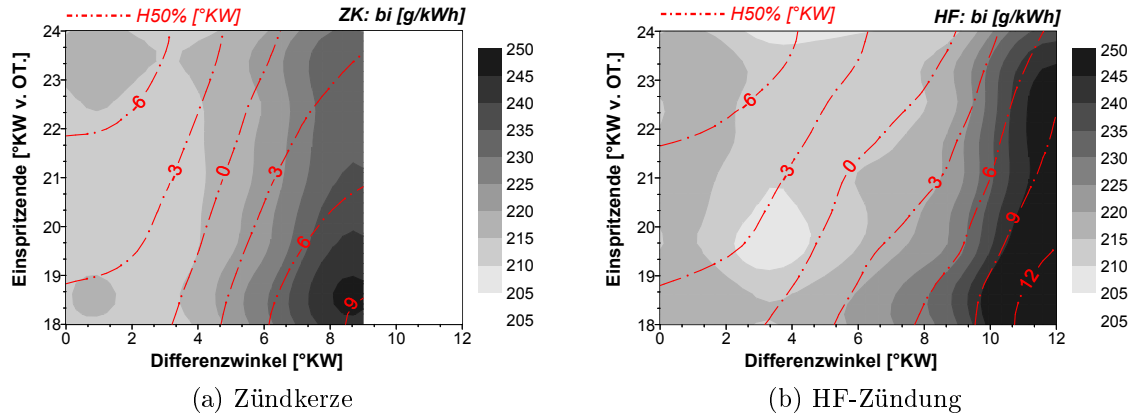


Abbildung 6.11: Zündungsvergleich Robustheitskennfeld Kraftstoffverbrauch (H50%); 2000 min^{-1} / 3 bar p_{mi} / p_{Kr} : 600 bar

Ein optimaler Kraftstoffverbrauch bei späteren Lagen des Verbrennungsschwerpunkts bringt weitere Vorteile hinsichtlich der Emissionen mit sich (siehe Abbildung 6.12). In der vorliegenden Variation hängen diese nur von Schwerpunktlage und DWE ab und verhalten sich für beide Zündsysteme nahezu identisch. Deshalb soll im Folgenden lediglich eine Betrachtung des alternativen Zündsystems erfolgen. Ähnlich wie in den Diagrammen des Kraftstoffverbrauchs werden zusätzlich zur Partikelanzahl die Stickoxidemissionen durch Isolinien verdeutlicht. Die beiden Emissionsgrößen verhalten sich grundsätzlich ähnlich.

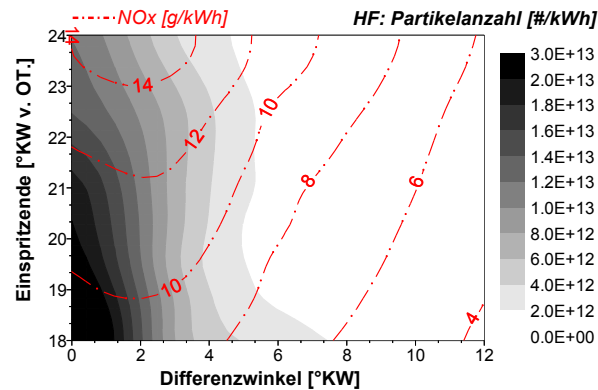


Abbildung 6.12: HF-Zündung: Partikel (NO_x); 2000 min^{-1} / 3 bar p_{mi}

Da Partikel im geschichteten Betrieb hauptsächlich unter lokalem Sauerstoffmangel bei geringen DWE und ferner mit den beengten räumlichen Verhältnissen später Einspritzlagen auftreten, liegt das Konzentrationsmaximum im linken unteren Bereich des Diagramms. Ausgehend von anfangs sehr hohen Partikelemissionen ist

eine rasche Abnahme bei fortschreitender Gemischbildungszeit festzustellen, sodass bereits bei einem DWE von 3 ° die Partikelanzahl um 70 % gesenkt werden kann.

Mit ihrer Abhängigkeit von vorliegenden Spitzentemperaturen nehmen NO_x-Emissionen auch hin zu großen Differenzwinkeln ab. Denn durch eine fortgeschrittene Verteilung des Kraftstoffs brennt das Gemisch magerer mit lokal geringeren Temperaturen. Genauso spielt die globale Temperatur, die hauptsächlich von der Schwerpunktlage der Verbrennung abhängt, eine signifikante Rolle bei der Stickoxidbildung. Deswegen liegt hier die maximale Konzentration im linken oberen Diagrammbereich. Durch das größere Robustheitsfenster können neben einem verbesserten Kraftstoffverbrauch auch deutlich weniger Emissionen durch das alternative Zündsystem erzielt werden.

Diese grundlegenden Untersuchungen zeigen, dass die Betriebsart DES mit den vorliegenden Systemen gut umzusetzen ist und wie deren Einflüsse und Zusammenhänge bezüglich der Betriebsqualität sind. Die Kombination der Hochdruckeinspritzung mit einem Koronazündsystem ermöglicht eine sehr robuste Verbrennung mit geringen Emissionen. Zusätzlich lassen sich aus den Ergebnissen dieses Kapitels Erkenntnisse für teilgeschichtete Brennverfahren, beispielsweise bezüglich Minimalmengenverhaltens und dem Kraftstoffdruck, ableiten.

7 Magerbrennverfahren in der Teillast

Während mit einem geschichteten Brennverfahren nur der untere Lastbereich abgedeckt werden kann, sind homogene oder auch teilhomogene Brennverfahren bis über die saugmotorische Volllast hinaus realisierbar. Grenzen werden lediglich durch das Aufladesystem gesetzt, da es die Bereitstellung der für höhere Lasten benötigten Luftmasse gewährleisten muss. Aufgrund des Entdrosselungspotentials werden jedoch die größten Vorteile in einem noch relativ niedrigen Kennfeldbereich im Anschluss an den Schichtbetrieb erwartet. Deswegen soll das folgende Kapitel die Einflüsse verschiedener Parameter auf diese weitestgehend homogenen Magerbrennverfahren bei einem Betriebspunkt von 2000 min^{-1} und 6 bar p_{mi} aufzeigen.

7.1 Analyse der Abmagerungsfähigkeit

Wie aus den Kapiteln des Kenntnisstandes hervorgeht, ist es für ein homogenes Magerbrennverfahren essentiell, bei einer möglichst hohen Verdünnungsrate eine effiziente Verbrennung zu realisieren. Nur so können auf diesem Wege Emissionen und Kraftstoffverbrauch gleichzeitig gesenkt werden. Dies erfordert, dass die Flammenkernbildung und der anschließende Massenumsatz bei sehr niedrigen laminaren Brenngeschwindigkeiten reproduzierbar und so rasch wie möglich erfolgen. Im Folgenden wird zunächst untersucht, inwiefern ein gesteigerter Kraftstoffdruck sowie extern erzeugte Ladungsbewegung hierzu beitragen können. Als wichtigste Einflussgröße wird die Entflammung und somit der Vergleich der beiden Zündsysteme immer parallel zu allen anderen Parametern behandelt.

7.1.1 Einfluss des Kraftstoffdrucks

Mit der Beeinflussung der Gemischbildung und der Interaktion mit dem Strömungsfeld beim Einlassvorgang birgt die Einspritzung, vor allem bei hohen Kraftstoffdrücken, auch im homogen mageren Betrieb erhebliches Potenzial zur Verbesserung der Zielgrößen. Dabei müssen etwaige Vorteile eines erhöhten Kraftstoffdrucks jedoch immer in Relation zu der zusätzlich benötigten Antriebsleistung betrachtet werden

(siehe Kapitel 4.2.2). Die folgende Abbildung 7.1 zeigt Variationen des Kraftstoff - Luft - Verhältnisses bei verschiedenen Kraftstoffdrücken bis eine definierte Abmagerungsgrenze mit einer Laufunruhe (COV) von 5% überschritten wird. Vor allem bei niedrigen Einspritzdrücken ist eine generelle Verbesserung der Entflammungsstabilität durch die HF-Zündung zu beobachten, was die Ergebnisse anderer Arbeiten (vgl. Kap. 2.2.3) bestätigt. Während die Abmagerungsfähigkeit mit der HF-Zündung $\lambda = 1,8$ beträgt, wird mit Zündkerze die Laufruhegrenze bereits bei einem Luftverhältnis von 1,6 erreicht.

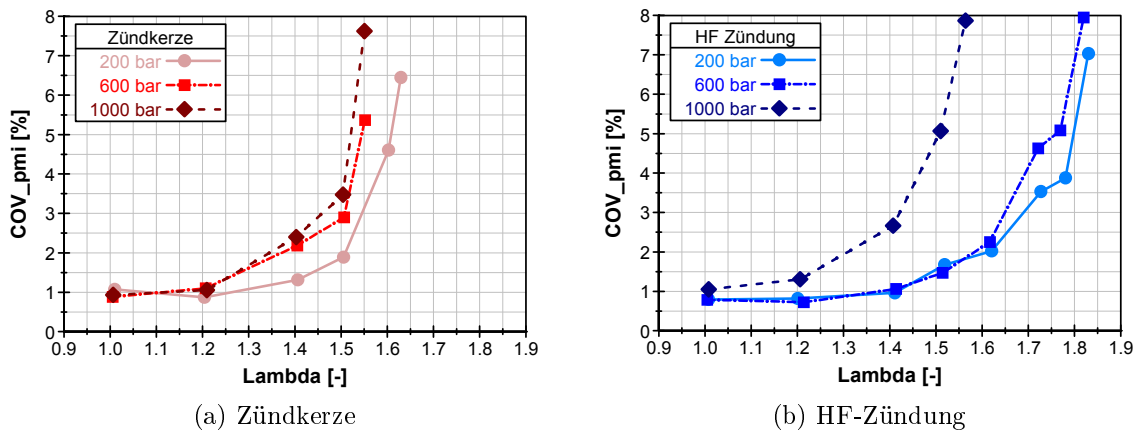


Abbildung 7.1: Zündsystemvergleich: COV für verschiedene Kraftstoffdrücke über Lambda; 2000 min⁻¹ / 6 bar p_{mi}

Bezüglich des Kraftstoffdrucks zeigen beide Zündsysteme jedoch eine ähnliche Charakteristik. Die größten Abmagerungsraten können mit niedrigen Einspritzdrücken erreicht werden. Mit steigendem Druck werden die zyklischen Schwankungen der Verbrennung größer. Dies lässt darauf schließen, dass sich durch hohe Einspritzdrücke ein veränderter Strömungszustand während der Zündung einstellt. Ein ähnliches Verhalten wird auch bei Untersuchungen von Eichhorn et al. [24] beschrieben. Hier zeigt eine Einspritzung in den Saughub bei unterschiedlichen Injektorausrichtungen signifikanten Einfluss auf die Ladungsbewegung zum Zündzeitpunkt. Dennoch weisen die Zündsysteme vor allem bei ganz hohen Einspritzdrücken ein unterschiedliches Verhalten auf. Während sich bei Verwendung der Zündkerze die Verschlechterung der Laufruhe in einem ähnlichen Maß fortsetzt, führt eine weitere Drucksteigerung auf 1000 bar bei der HF-Zündung zu einem weitaus größeren Anstieg des COV. Bei diesem Kraftstoffdruck ist dann der Vorteil durch das alternative Zündsystem sogar egalisiert.

Abbildung 7.2 macht bei einem Vergleich mit Abbildung 7.1 den Zusammenhang zwischen Brennverzug und Zyklusschwankungen deutlich. Die Tatsache, dass der

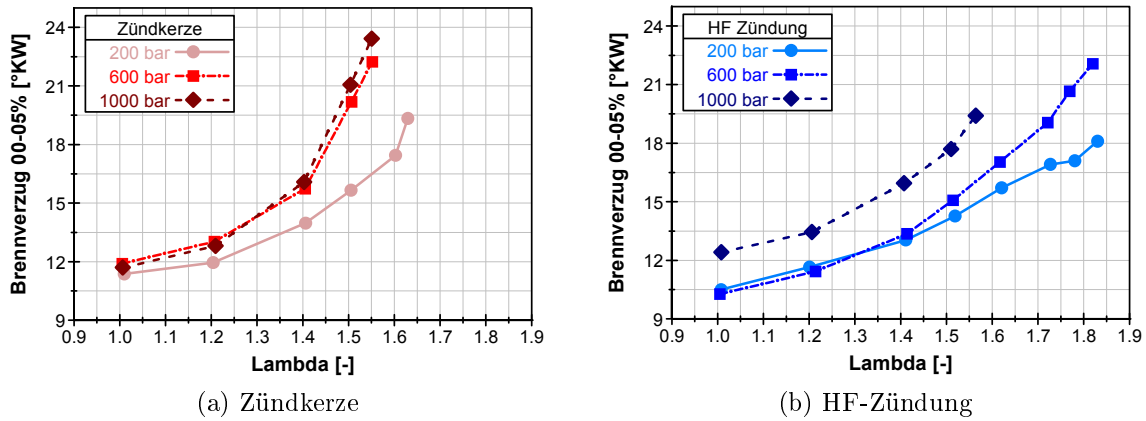


Abbildung 7.2: Zündsystemvergleich: Brennverzögerung für verschiedene Kraftstoffdrücke über λ ; 2000 min^{-1} / $6 \text{ bar } p_{\text{mi}}$

Brennverzögerung mit höherem Einspritzdruck ansteigt, zeigt, dass sich die Zündbedingungen zusätzlich zur verlangsamten laminaren Brenngeschwindigkeit bei Ladungsverdünnung verschlechtern. Nach Ayala [5] und Herweg [49] ist die Beschaffenheit der Strömungsverhältnisse im Verlauf des Zündprozesses entscheidend für eine erfolgreiche Flammenkernbildung. Während bei der Funkenzündung große Strömungsstrukturen zum Zündzeitpunkt helfen können, durch den beschriebenen Flammenhaltereffekt (vgl. 2.3.3) den Flammenkern zu vergrößern, ist dieser Effekt bei dem kalten Plasma des alternativen Zündsystems unwahrscheinlich. Vielmehr können größere Wirbelskalen zu einer Verwehung der Streamer und zu einem Absinken der Radikaldichte führen. Nach dem Einwirken des Zündplasmas kann eine höhere Turbulenzintensität die Ausbildung einer selbsterhaltenden Flammenfront verschlechtern. Denn kurz nach der Entflammung muss die durch den Flammenkern erzeugte Wärme die Wärmeabfuhr aus der Reaktionszone und den Effekt der Flammenstreckung überkompensieren. Eine übermäßige Faltung des frühen Flammenkerns durch das Eindringen von Turbulenzballen kann zu einer großen Flammenstreckung und somit auch zu einem Erlöschen der Verbrennung führen. Gerade bei der HF-Zündung ist der Flammenkern relativ groß und für eine Vielzahl turbulenter Skalen „angreifbar“, während die Energiedichte zunächst relativ gering ist, was ihn empfindlich auf das zu große Oberflächenwachstum durch Flammenstreckung reagieren lässt.

Anhand von Extremsituationen soll diese These des Einflusses von erhöhter Turbulenzintensität auf die Flammenkernbildung bei der Hochfrequenzzündung in einem Schema (Abbildung 7.3) spezifiziert werden. Dabei sind die vier Phasen der Flammenkernbildung (vgl. Kapitel 2.3.3) für zwei unterschiedliche Strömungszustände dargestellt. In beiden Fällen ist in Phase I wegen des Volumens der Koro-

naentladung ein sehr großer Flammenkern zu erkennen. Ist die Turbulenzintensität gering, kann sich daraus sehr schnell eine selbsterhaltende Flammenfront ausbilden, die zu den erwähnten Vorteilen des alternativen Zündsystems bei geringen Kraftstoffdrücken führt. Bei einer höheren Turbulenzintensität ist dieser sehr frühe Flammenkern jedoch einer deutlich höheren Belastung als die Reaktionszone einer Funkenzündung ausgesetzt. Aufgrund seiner deutlich größeren räumlichen Ausdehnung können nun auch Wirbel mit vielfach größeren Längenskalen und somit auch intensiveren Anteilen an gerichteter Strömungsenergie (\bar{U}) in diesen eindringen. Die Folge ist der verzeichnete Anstieg der Zyklenschwankungen bei hohen Abmagerungs-raten. Große Wirbelbälle vermögen den Flammenkern dann sogar auseinander zu reißen, was im Weiteren zu einer Löschung führen kann.

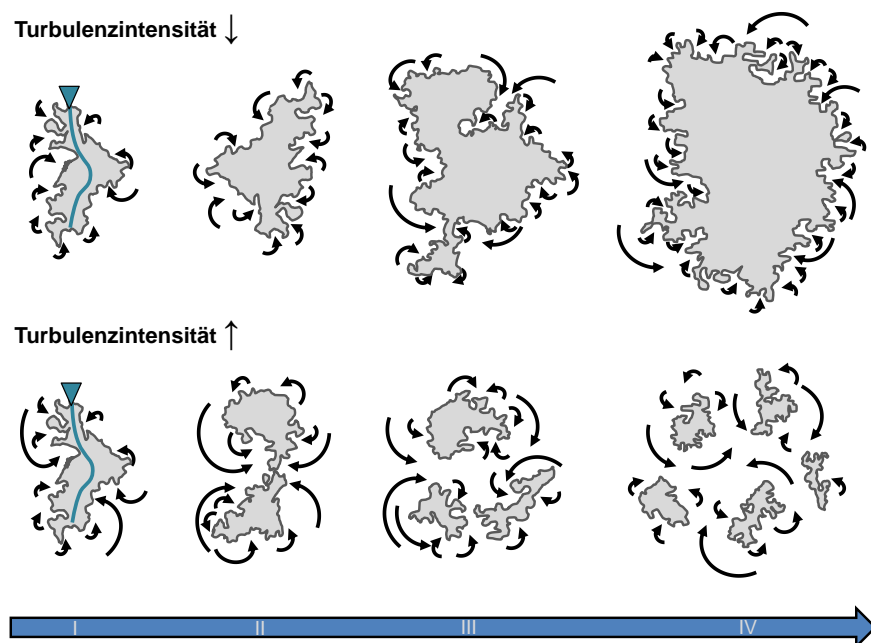


Abbildung 7.3: HF-Zündung: Turbulenzeinfluss auf Flammenkernbildung (Schema)

In der Simulation wird die These einer höheren kinetischen Energie zum ZZP bedingt durch den Einspritzvorgang im Saughub bestätigt (Abbildung 7.4). Im Diagramm ist der Verlauf der Turbulenz über Grad Kurbelwinkel für die Kraftstoffdrücke 400 bar und 800 bar aufgezeichnet. Die simulierte Einspritzmenge von 12 mg entspricht einer geringeren Last als den 6 bar p_{mi} des Motorenversuchs, sodass die Unterschiede für die vorliegenden Messungen sogar als größer angenommen werden können¹.

¹6 bar p_{mi} entspräche einer Einspritzmenge von ca. 18 mg.

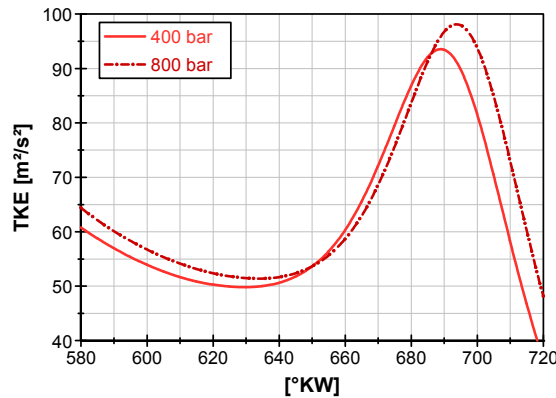


Abbildung 7.4: TKE im Brennraum vor OT; 12 mg / 2000 min⁻¹ (Simulation)

Trotz des zeitlichen Abstandes bleibt bis zum Ende des Kompressionshubes zusätzliche Strömungsenergie aus dem Einspritzvorgang erhalten. Eine Einspritzung mit erhöhtem Kraftstoffdruck führt dabei aber nicht nur zu einem größeren Maximum der TKE, sondern gleichzeitig zu einem späteren Zeitpunkt des Tumblezerfalls. Somit liegt im Bereich der Zündzeitpunkte bis hin zum oberen Totpunkt ein Offset bezüglich der Strömungsenergie vor, der den gezeigten Einfluss auf die Entflammung und im weiteren Verlauf auf die gesamte Verbrennung haben kann. Denn nach erfolgter Flammenkernbildung wird die Verbrennung bei beiden Zündsystemen durch höhere Einspritzdrücke positiv beeinflusst (siehe Abbildung 7.5). Bei einem Kraftstoff - Luft - Verhältnis von 1,5 ist die Brenndauer, beispielsweise mit der Hochfrequenzzündung, bei einem Einspritzdruck von 1000 bar, mehr als 4 °KW kürzer als bei 200 bar. Dies zeigt, dass sobald die kritische Phase der Flammenkernbildung überwunden ist, Turbulenz und Flammenfaltung zu einer größeren Flammenfront und somit zu einer höheren spezifischen Wärmefreisetzung führen.

Dieser Vorteil wirkt sich zusammen mit einer vollständigeren Verbrennung auch positiv auf den Wirkungsgrad aus, wie Diagramm (a) der Abbildung 7.6 zeigt. Die Darstellung erfolgt über der weiteren Zielgröße NO_x um die gegenseitigen Einflüsse bzw. das gemeinsame Optimum besser sichtbar zu machen. Eine weitere Abmagerung entspricht hierbei einem Kurvenverlauf von rechts nach links, wie die Markierbeschriftungen anhand der Größe λ zeigen. Aufgrund des gleichen Verhaltens werden die Zielgrößen hier lediglich für die HF-Zündung, mit der grundsätzlich die bessere Abmagerungsfähigkeit besteht, aufgetragen. Aus dem Diagramm geht der große Vorteil der hohen Abmagerungsfähigkeit des alternativen Zündsystems bis zu einem Kraftstoffdruck von 600 bar hervor. Die Möglichkeit, magere Gemische fast genauso sicher zu entflammen, wie mit 200 bar, aber trotzdem die gezeigten Vorteile eines erhöhten Kraftstoffdrucks zu nutzen, führt zu einem Minimalverbrauch von 214 g/kWh bei $\lambda = 1.6$. Dies kommt im Vergleich zum Betrieb mit stöchiome-

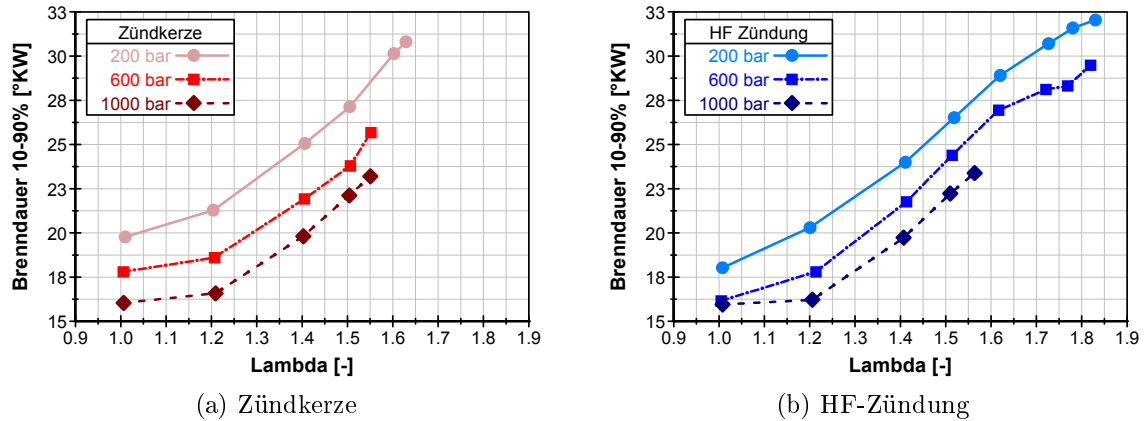


Abbildung 7.5: Zündsystemvergleich: Brenndauer für verschiedene Kraftstoffdrücke über λ ; 2000 min^{-1} / $6 \text{ bar } p_{\text{mi}}$

trischer Verbrennung (242 g/kWh) einer Kraftstoffersparnis von knapp 12 % gleich. Mit weiterer Abmagerung bis $\lambda = 1.8$ werden bei nahezu gleichen Verbrauchswerten die minimalen Stickoxidemissionen von 2.5 g/kWh erreicht.

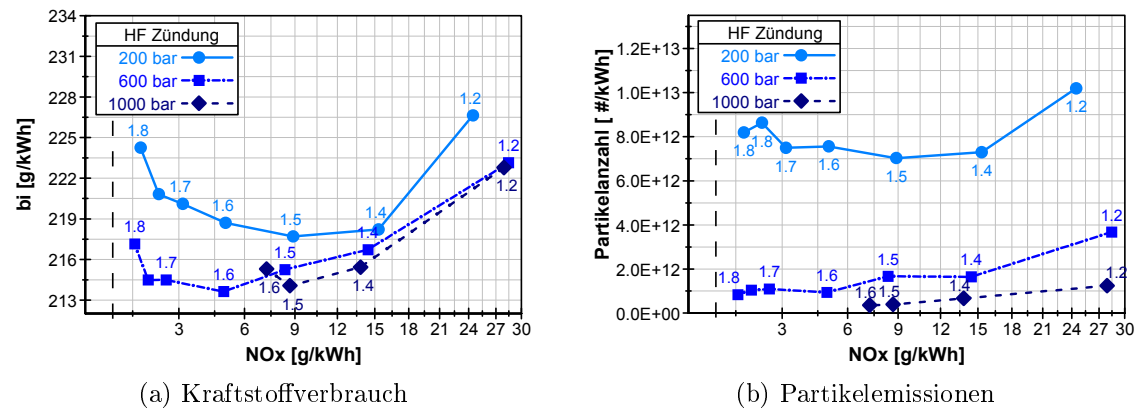


Abbildung 7.6: Zielgrößen für verschiedene Kraftstoffdrücke über NO_x ; 2000 min^{-1} / $6 \text{ bar } p_{\text{mi}}$ (Hochfrequenzzündung)

Während sich der Wert der NO_x -Emissionen allein durch Kraftstoffdruckerhöhung bei gleichem Luftverhältnis nahezu nicht ändert, zeigt sich, ähnlich wie im geschichteten Motorbetrieb, eine signifikante Reduktion der Partikelemissionen in Richtung eines höheren Einspritzdrucks (Teil (b) Abbildung 7.6). Mit einer Steigerung von 200 bar auf 600 bar wird bereits bei $\lambda = 1$ die Anzahl der gemessenen Partikel von $1.8 \times 10^{13} \text{ 1/kWh}$ auf $7.7 \times 10^{12} \text{ 1/kWh}$ um deutlich mehr als 50 % reduziert. Bei weiterer Druckerhöhung wird dieser Trend fortgesetzt, wobei wiederum

bereits mit 600 bar der Großteil der Emissionsverbesserung erreicht werden kann. Genauso hat die Steigerung des Kraftstoff-Luft-Verhältnisses einen substanziellen Effekt auf Partikelemissionen. So beträgt die Partikelanzahl bei dem Betriebspunkt mit bestem Kraftstoffverbrauch ($\lambda = 1,6$; 600 bar) nur noch ein Achtel der Anzahl bei stöchiometrischem Verhältnis (7.7×10^{12} 1/kWh). Maßgeblich verantwortlich für diese Effekte ist der im Luftüberschuss enthaltene Sauerstoff, der Oxidationsprozesse (vgl. Kap 2.1.2) bereits entstandener Rußpartikel ermöglicht.

Der positive Einfluss eines erhöhten Kraftstoffdrucks auf Partikelbildung und Verbrennung ist somit deutlich zu erkennen. Da dieser mit Auswirkungen auf das Strömungsfeld jedoch auch die Zündbedingungen verschlechtern kann, erweist sich eine mittlere Drucksteigerung auf etwa 600 bar als optimal. Bis zu diesem Druck können die bekannt großen Vorteile der Koronazündung bei der Entflammung verdünnter Gemische erhalten bleiben, ehe dieses Zündsystem anfällig auf die Zylinderinnenströmung reagiert. Die richtige Kombination von Zündsystem und erhöhtem Kraftstoffdruck trägt zu einer erhöhten Abmagerungsfähigkeit bei, die eine Verbesserung aller Zielgrößen (Partikel, Stickoxide und Kraftstoffverbrauch) ermöglicht.

7.1.2 Einfluss der Ladungsbewegung

Die Untersuchungen des Kraftstoffdrucks im homogenen Betrieb zeigen, dass die Verbrennung von einem veränderten Strömungszustand profitieren kann. Allerdings können mit einer zu hohen Turbulenzintensität zum falschen Zeitpunkt auch erschwerte Bedingungen vorherrschen, die vor allem die Bildung des Flammenkerns stören. Wie in Kapitel 2.3 beschrieben, ist hierfür die Art des Tumblezerfalls und somit die Intensität und das Verhältnis der beiden elementaren Strömungskomponenten (\bar{U}, u') zu bestimmten Zeitpunkten verantwortlich. Dies kann durch veränderte Einströmbedingungen, wie beispielsweise mittels Variationen der Kanalgeometrie, beeinflusst werden. Im vorliegenden Fall werden durch Kanaleinlagen intensivere Tumble- und Drallströmungen induziert (vgl. Abschnitt 4.2.3). Folgende Abbildung 7.7 zeigt für einen Kraftstoffdruck von 600 bar² den Einfluss der durch die Kanaleinlagen veränderten Strömung auf die Abmagerungsfähigkeit für beide Zündsysteme. Aus den Diagrammen geht hervor, dass eine intensive Drallströmung mit sehr starken großskaligen Wirbelstrukturen um die Zylinderhochachse die Entflammung (verlängerter Brennverzug Teil (b)) und deswegen die Abmagerungsfähigkeit (COV Teil (a)) verschlechtert. Dass dies auch beim heißen Plasma der Zündkerze der Fall ist, zeigt, dass aufgrund der zu starken Strömung Zündfunkenverwehungen auftreten.

²Unterschiede in Zyklusschwankungen durch Variation des Kraftstoffdrucks sind hier gering, da die intensivere Einlassströmung dominiert. Der Einfluss auf Emissionen, insbesondere Partikel, ist jedoch identisch, weshalb auch hier 600 bar das Optimum darstellt.

Des Weiteren bleiben in dieser stabilen Strömungsform die großen und energiereichen Wirbel lange erhalten, sodass ein Zerfall in einer Energiekaskade und dadurch auch der positive Einfluss auf den Massenumsatz ausbleibt. Zusammen mit den Messungen des sehr großen Strömungswiderstandes am stationären Strömungsprüfstand (Abschnitt 4.2.3) zeigen diese Ergebnisse, dass sich eine erhöhte Drallkomponente als nicht zielführend erweist.

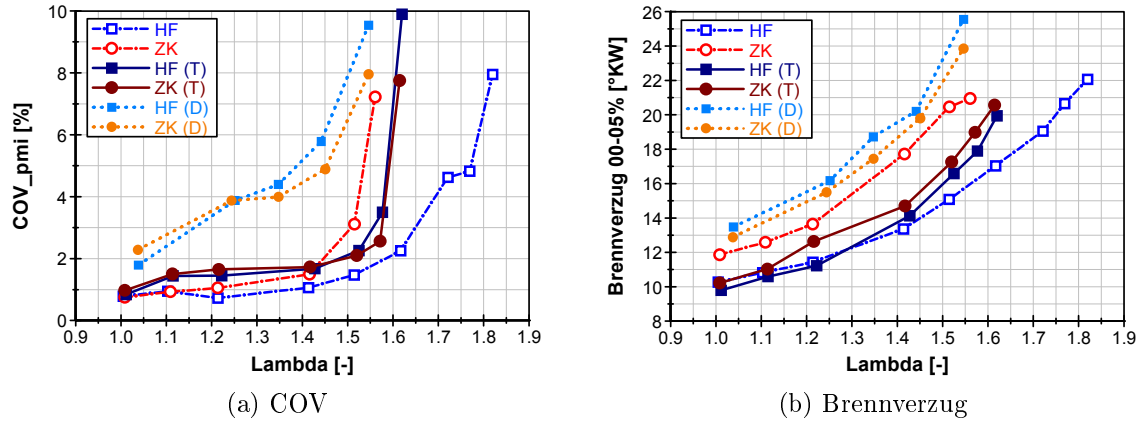


Abbildung 7.7: Einfluss der Ladungsbewegung (Drall (D) und Tumble (T)) auf die Verbrennungsstabilität; 2000 min^{-1} / 6 bar p_{mi} / pKr: 600 bar

Ein erhöhter Tumblewert zeigt im Gegensatz dazu positive Einflüsse, auch wenn das Entflammungsverhalten für beide Zündsysteme erneut grundsätzlich unterschiedlich ist. Während die Abmagerungsfähigkeit bei der Spulenzündung durch die Tumbleerhöhung verbessert wird, ist diese mit dem alternativen Zündsystem sogar verringert. Im Vergleich zu den Ergebnissen mit Standardkanal ergibt sich nun für beide Zündquellen eine ähnliche maximale Luftzahl von $\lambda = 1,6$. Wie bei den bereits gezeigten Messungen korreliert der Brennverzögerung mit der Laufruhe, sodass sich auch die Unterschiede in der Entflammungsgeschwindigkeit annähern. So stellt sich mit dem veränderten Strömungszustand für das Spulenzündsystem eine deutlich verkürzte Entflammung ein, was mit dem aus Kapitel 2.3 bekannten Flammenhaltereffekt [49] erklärt werden kann. Durch eine vermehrte gerichtete Strömung wird der Flammenkern mit dem bereits verbrannten Gemisch aus der Plasmazone getragen, welche so während der kompletten Funkenstandzeit mit frischem Gemisch versorgt wird. Des Weiteren führen höhere Strömungsgeschwindigkeiten zu einer Auslenkung des Zündfunkens und somit zur Vergrößerung der Einflusszone [36].

Andererseits wird der Entflammungsprozess unter diesem Ladungsbewegungszustand bei dem kalten Plasma des HF-Zünders verlängert. Eine intensiviertere gerichtete Strömung hat scheinbar negativen Einfluss auf Koronaentladungen, was sich nicht

nur in den messbaren Entflammungseigenschaften, sondern auch im Signal der Koronaspannung zeigt. Ein fluktuierender Verlauf dieses Signals (Abbildung 7.8) deutet auf einen instationären Transport von Ladungsträgern zu masseführenden Bauteilen hin. Werden diese Ladungsträger zu den Brennraumwänden getragen, kommt es zu Einbrüchen in der Hochspannung. Durch diese Streamerverwehungen wird die Teilentladung in ihrer Energiedichte geschwächt, was in dem gemessenen Anstieg des Brennverzuges resultiert.

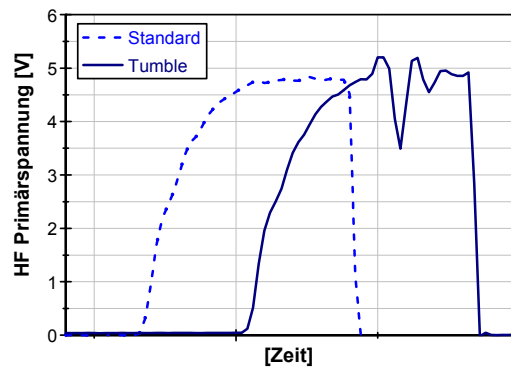


Abbildung 7.8: Einfluss der Ladungsbewegung auf den Koronaspannungsverlauf

Der Einfluss der beschriebenen Phänomene wird in Aufnahmen aus dem Transparentaggregat (Abbildung 7.9 und Abbildung 7.10) bei einer geringeren Last von 3 bar p_{mi} weiter verdeutlicht.

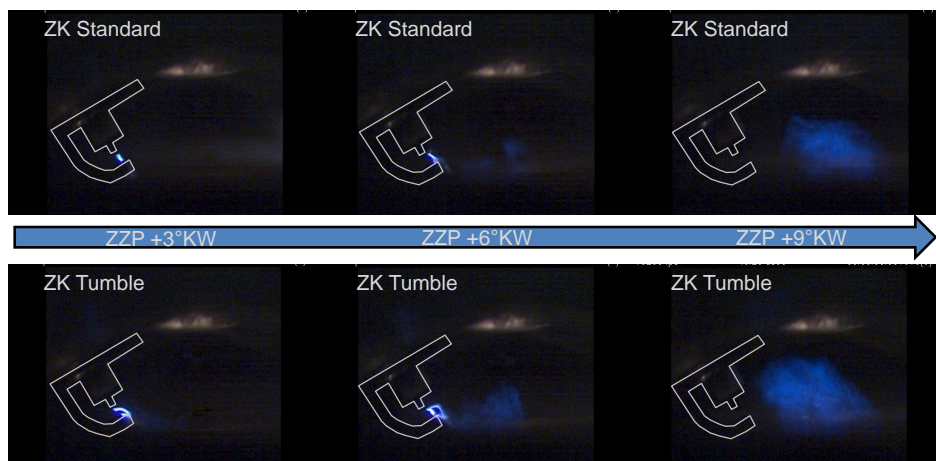


Abbildung 7.9: Zündkerze: Einfluss der Ladungsbewegung auf die Entflammung;
2000 min⁻¹ / 3 bar p_{mi}

Unter dem Einfluss der Tumbleeinlagen ist für die Zündkerze zum ZZP eine Auslenkung des Zündfunken zu verzeichnen, während die Leuchtintensität der Streamer gegenüber dem Ladungsbewegungszustand durch den Serienkanal verringert ist.

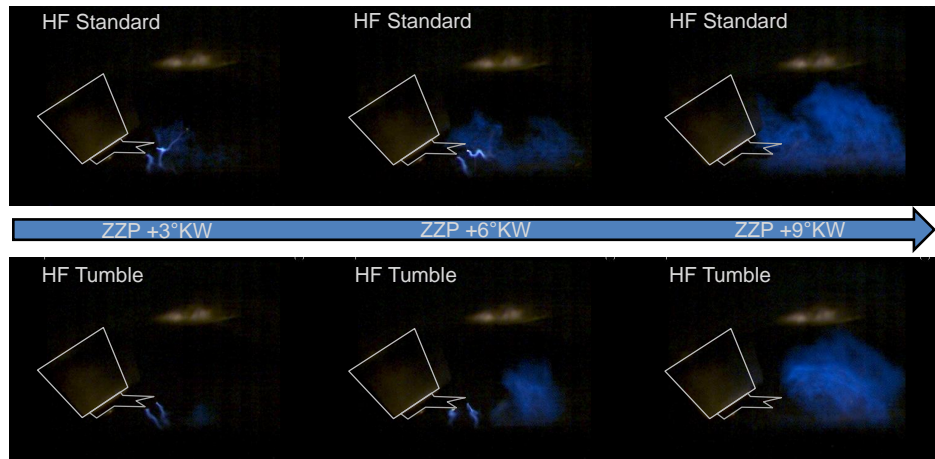


Abbildung 7.10: HF-Zündung: Einfluss der Ladungsbewegung auf die Entflammung;
 2000 min^{-1} / $3 \text{ bar } p_{\text{mi}}$

Die Plasmakanäle werden durch die Strömung trotz des isolierten Glaskolbens in dessen Richtung verweht. Im weiteren Verlauf der Entflammung zeigt die Zündkerze mit Tumble einen Flammenkern, der aus der Reaktionszone getragen und weiter mit Frischgemisch genährt wird. Werden die gleichen Zeitpunkte bei der Hochfrequenzzündung verglichen, ist der Flammenkern mit dem Ausgangszustand größer. Über den kompletten Bereich der Lambdavariation bewirkt eine Vergrößerung der Ladungsbewegung, ähnlich dem vorigen Kapitel, nach einer erfolgreichen Entflammung jedoch eine signifikante Verkürzung der Brenndauer (siehe Abbildung 7.11).

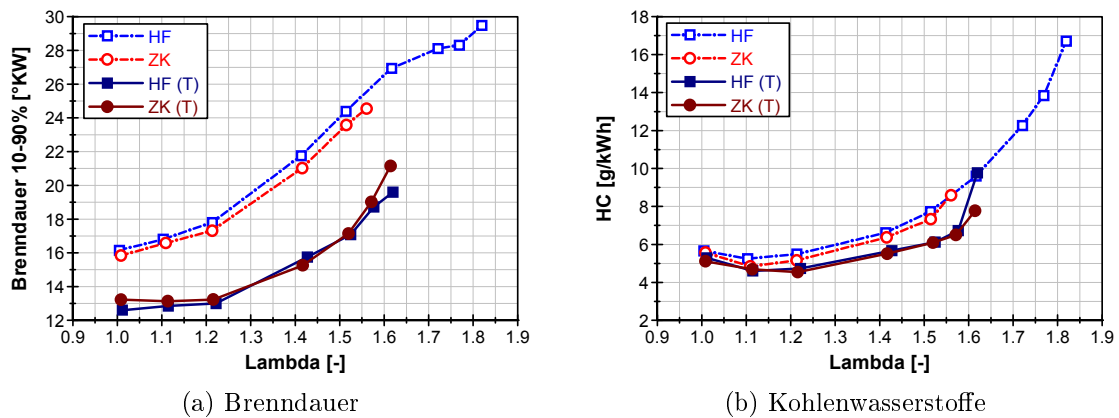


Abbildung 7.11: Einfluss der Ladungsbewegung auf Verlustgrößen;
 2000 min^{-1} / $6 \text{ bar } p_{\text{mi}}$ / $p_{\text{Kr}}: 600 \text{ bar}$

Bei einem Luftverhältnis von $\lambda = 1,4$ beträgt dieser Unterschied 6 °KW , was verdeutlicht, dass die Flamme durch die erhöhte Strömungsintensität und den an-

schließenden Zerfall in Turbulenz im richtigen Maß gefaltet wird, um die Umsatzgeschwindigkeit zu erhöhen. Dies ist auch bei der Hochfrequenzzündung nach Überwinden der zunächst erschwerten Entflammung der Fall. Weil die Verbrennung somit bei besseren Bedingungen abläuft und eine verbesserte Gemischbildung stattfindet, sind auch HC-Emissionen reduziert. Ein schnellerer Massenumsatz führt zu erhöhten Spitzentemperaturen und lässt mit den in Kapitel 2.1.2 vorgestellten Mechanismen eine Steigerung der Stickoxidemissionen vermuten. In Abbildung 7.12 wird dies bis $\lambda = 1,3$ bestätigt.

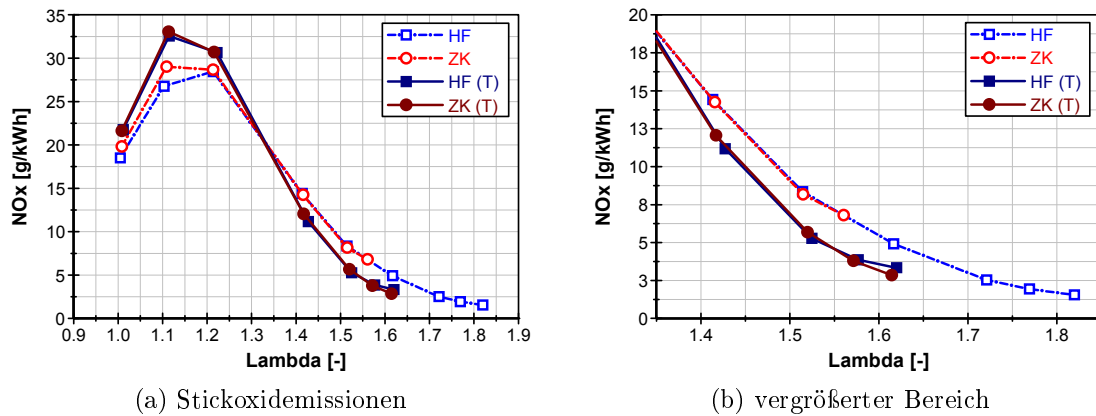


Abbildung 7.12: Einfluss der Ladungsbewegung auf die Stickoxidbildung;
 2000 min^{-1} / 6 bar p_{mi} / p_{Kr} : 600 bar

Hin zu höheren Verdünnungsraten wird dieses Verhalten jedoch umgekehrt. Der Verlauf der Stickoxidemissionen über dem Luftverhältnis weist mit vermehrter Tumbleströmung einen stärkeren Gradienten auf, sodass diese ab $\lambda = 1,4$ deutlich unterhalb der Standardkonfiguration liegen. Der rechte Teil der Abbildung zeigt in einer Vergrößerung des relevanten Bereichs, dass bei $\lambda = 1,55$ der Unterschied mit 3 g/kWh nahezu 50 % beträgt. Durch diesen essentiellen Vorteil wird es beispielsweise möglich, mit erhöhter Ladungsbewegung bei $\lambda = 1,6$ ähnliche NO_x -Emissionen wie beim Standardkanal mit $\lambda = 1,7$ zu erzielen.

Dieses Verhalten scheint unplausibel, da im Zeldovich-Mechanismus die Bildungsgeschwindigkeit und somit die Konzentration der Stickoxide mit der Temperatur stark zunimmt (vgl. Abschnitt 2.1.2), wie dies auch hier zunächst bis ca. $\lambda = 1,3$ der Fall ist. Wird der Verlauf der Massenmitteltemperatur im Zylinder zur Bewertung herangezogen, ergibt sich über den gesamten Variationsbereich eine höhere Temperatur für den Fall mit zusätzlicher Ladungsbewegung. Beispielhaft ist dies im linken Diagramm der Abbildung 7.13 bei jeweils einem Luftverhältnis von $\lambda = 1,1$ und $\lambda = 1,5$ dargestellt. Das Diagramm zeigt für beide Ladungsbewegungskonfigu-

rationen den Verlauf der Massennitteltemperatur (T_m) über Grad Kurbelwinkel. In beiden Fällen ist hier zwar zunächst aufgrund der frühen Verbrennungseinleitung der Kurvenverlauf für den Standardkanal über dem für erhöhte Ladungsbewegung, jedoch wird dieser durch den beschleunigten Massenumsatz schnell eingeholt und es stellt sich eine höhere Spitzentemperatur ein. Das mittlere Temperaturlevel ist wegen des deutlichen Luftüberschusses und der damit einhergehenden, erhöhten Wärmekapazität im Zylinder im mageren Betriebspunkt deutlich niedriger.

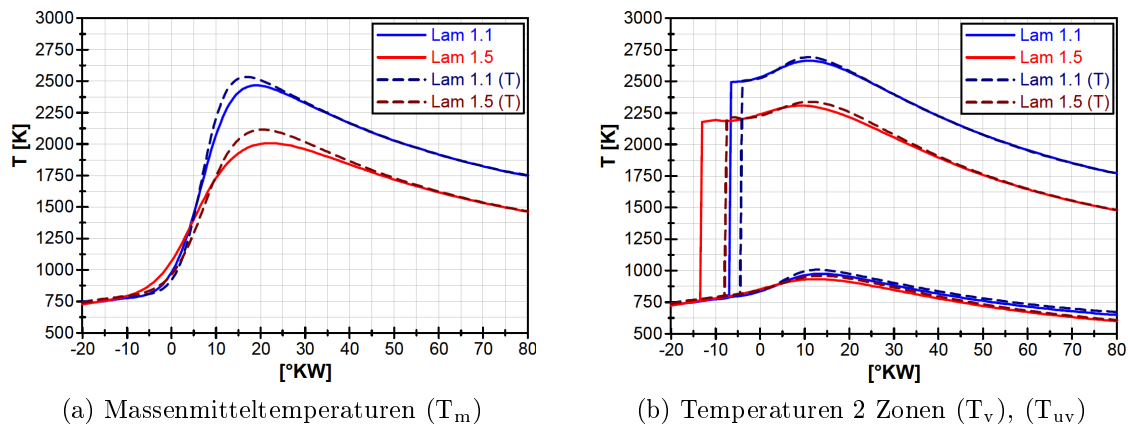


Abbildung 7.13: Vergleich Gastemperaturen ohne und mit (T) erhöhter Ladungsbewegung $\lambda = 1,1$ und $\lambda = 1,5$; 2000 min^{-1} / 6 bar p_{mi}

Die Abbildung zeigt zusätzlich im rechten Diagramm die Temperaturen im Verbrannten (T_v) und Unverbrannten (T_{uv}) aus einer durchgeführten Zwei-Zonen-Rechnung. Auch hier ergibt eine Betrachtung des Temperaturverlaufs tendenziell höhere Werte bei vermehrter Zylinderinnenströmung durch die schnellere Umsatzrate, sodass damit das beobachtete Verhalten der geringeren Stickoxidbildung nicht erklärt werden kann.

Jedoch wird ein sehr wichtiges Phänomen, das erheblichen Einfluss auf die Stickoxidbildung hat, in der Zwei-Zonen Rechnung nicht beachtet. Denn die Temperatur kann in der Zone des Verbrannten nicht als konstant angenommen werden. Vielmehr zeigen 3D-CFD Berechnungen und auch Messungen, dass es innerhalb des Post-Flame-Bereichs Temperaturunterschiede von bis zu mehreren hundert Kelvin geben kann [51], [80], [95] und somit in Realität vielmehr ein Mehrzonenmodell besteht. Dies liegt daran, dass zu verschiedenen Zeitpunkten umgesetzte Brennstoffmassenanteile unterschiedliche Temperaturen im Verlauf des Arbeitsspiels erreichen. Jedes Massenelement erfährt zwar bei Annahme von isobarer, adiabater Verbrennung eine ähnliche Temperaturerhöhung aufgrund der Freisetzung der chemischen Energie, jedoch wird zusätzlich jedes dieser Massenelemente während des Verbrennungsvor-

gangs aufgrund des Druckanstiegs im Zylinder weiter komprimiert und anschließend wieder expandiert. Ein früh verbrennendes Massenelement wird bei einer deutlich höheren Temperatur komprimiert, als Anteile des Brennstoffes, die spät umgesetzt werden und zunächst noch die Temperatur der unverbrannten Zone besitzen. Somit existiert ein Temperaturgradient in der verbrannten Zone. Nach Heywood [51] gibt es für diesen Temperaturgradienten zwei Extremfälle, zwischen denen die reale Temperaturverteilung liegen muss. In einem komplett vermischten Modell wird angenommen, dass ein verbranntes Element sich umgehend mit den bereits verbrannten Gasen mischt und somit ein sofortiger, vollständiger Temperatúrausgleich stattfindet. Hier wäre also kein Temperaturgradient in der Zone hinter der Flammenfront vorhanden. Im zweiten Fall hingegen findet überhaupt keine Mischung zwischen Elementen, die zu verschiedenen Zeitpunkten verbrannt werden, statt. Hier wäre der Temperaturgradient maximal. Für den Fall dieses Modells, gänzlich ohne Mischung, kann durch Annahme einer isentropen Kompression für jedes Massenelement der Temperaturverlauf im Arbeitsspiel abgeschätzt werden (Gleichung 7.1).

$$T_E(\phi + \Delta\phi) = T_E(\phi) \cdot \left(\frac{p(\phi + \Delta\phi)}{p(\phi)} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (7.1)$$

Wird diese Abschätzung der Temperatur für das erste Element, das verbrannt wird, durchgeführt, kann die im Extremfall maximal, lokal auftretende Temperatur bestimmt werden. Abbildung 7.14 zeigt für die betrachteten Fälle diese Abschätzung³. Über Grad Kurbelwinkel werden hier für das jeweilige Luftverhältnis der Temperaturverlauf des ersten verbrannten Elements (T_{v1E}) als höchstmögliche Temperatur im Vergleich zur Temperatur im Verbrannten aus der Zwei-Zonen Rechnung (T_v) gegenübergestellt. Im realen Fall sollte die Temperatur aller Massenanteile im Verbrannten zwischen diesen beiden Verläufen liegen. Beim größeren Luftverhältnis liegen die Temperaturen deutlich niedriger, als bei $\lambda = 1,1$, wobei sich die Verläufe qualitativ ähneln. In beiden Fällen wird durch die frühere Verbrennungseinleitung in der Standardkonfiguration eine theoretisch höhere Spitzentemperatur erreicht. Dies wird jedoch durch den höheren Massenumsatz mit zusätzlicher Ladungsbewegung überkompensiert und ist vermutlich nicht die Erklärung für das hier vorliegende Phänomen.

³Da es sich um eine qualitative Abschätzung handelt, wurde die lokale Änderung des Isentropenkoeffizienten nicht berücksichtigt

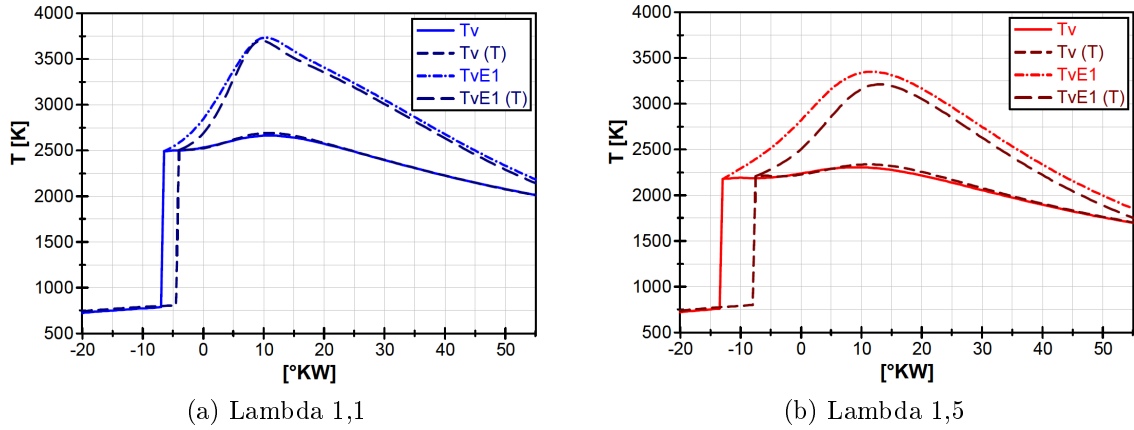


Abbildung 7.14: Vergleich der Temperaturerhöhung des ersten verbrannten Elements (t_{vE1}) mit der konst. Temperatur im Verbrannten (t_v) ohne und mit (T) erhöhter Ladungsbewegung; 2000 min^{-1} / $6 \text{ bar } p_{mi}$

Viel wahrscheinlicher ist hingegen, dass der real vorherrschende Temperaturgradient aufgrund turbulenter Vermischung mit erhöhter Ladungsbewegung deutlich niedriger als bei der Standardkonfiguration ist. Wegen der zusätzlich eingebrachten Strömungsenergie findet ein intensiverer Energieaustausch zwischen den verbrannten Massenelementen statt, sodass der Temperaturverlauf näher an dem des komplett vermischten Modells liegt. Somit werden vor allem sehr hohe Temperaturspitzen, die für eine überproportional schnelle Stickoxidbildung sorgen, vermieden. Weshalb dieser Effekt über dem globalen Luftverhältnis zu so großen Unterschieden führt, wird bei der Betrachtung der NO-Bildungszeit deutlich. Nach Heywood [51] kann diese für den Gleichgewichtszustand mit folgender Gleichung 7.2 abgeschätzt werden.

$$t_{NO} = \frac{8 \cdot 10^{-16} \cdot T \cdot e^{\frac{58300}{T}}}{\sqrt{p}} \quad (7.2)$$

Zwar ist die NO-Bildung für die meisten motorischen Fälle kinetisch kontrolliert, sodass vor allem im mageren Betrieb dieser Gleichgewichtszustand eigentlich nicht erreicht wird, jedoch wird dadurch eine sehr einfache qualitative Abschätzung des Verhaltens der NO-Bildung über den vorherrschenden Temperaturen möglich. Des Weiteren sollte das Verhältnis der Reaktionszeiten bei gleichen Luftverhältnissen ähnlich sein. In folgender Abbildung 7.15 ist diese Bildungszeit für die Temperaturverläufe der betrachteten Luftverhältnisse ($\lambda = 1,1$ und $\lambda = 1,5$) und der verschiedenen Ladungsbewegungszustände dargestellt. Dabei werden die Bildungszeiten für den Temperaturverlauf des ersten verbrannten Elements (t_{v1E}) sowie für den Verlauf bei Annahme einer konstanten Temperatur im Verbrannten (t_v) verglichen. Um

einen besseren Bezug zu motorisch relevanten Zeiteinheiten herzustellen, wird diese Zeit für 2000 min^{-1} in Grad Kurbelwinkel abgebildet.

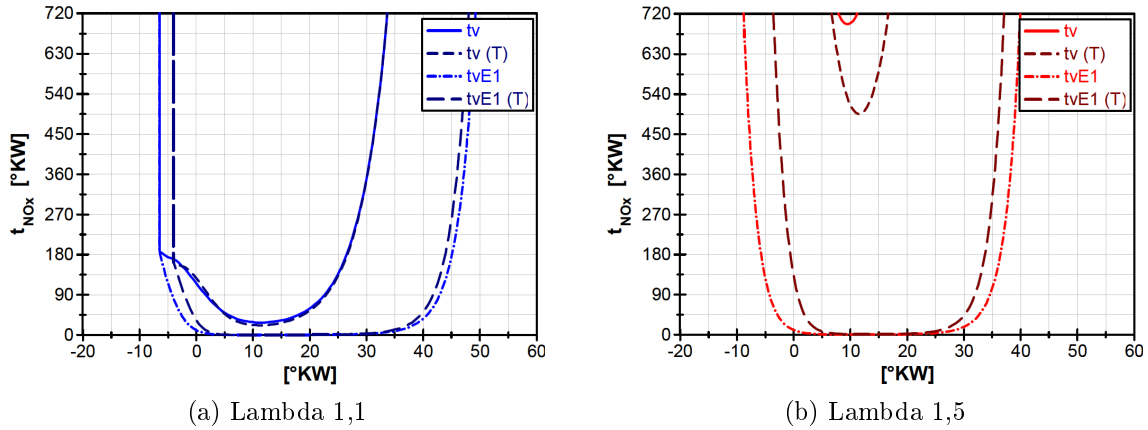


Abbildung 7.15: Vergleich der NO-Bildungszeit für das chemische Gleichgewicht bei Temperaturerhöhung des ersten verbrannten Elements (tvE1) und konst. Temperatur im Verbrannten (tv) ohne und mit (T) erhöhter Ladungsbewegung; 2000 min^{-1} / 6 bar p_{mi}

Während diese Verläufe für $\lambda = 1,1$ zumindest in ihren Minima relativ nahe beieinander und bei kurzen Bildungszeiten liegen, bestehen bei $\lambda = 1,5$ erhebliche Unterschiede zwischen den beiden Temperaturbetrachtungen. Der Temperaturverlauf des ersten verbrannten Massenelements würde hier den Gleichgewichtszustand lokal sogar erreichen. Demgegenüber wäre die theoretische Bildungszeit zum Erreichen des chemischen Gleichgewichts für den Fall der Annahme einer konstanten Temperatur im Verbrannten (t_v) länger als ein Arbeitsspiel. Weil der Temperaturverlauf unter Annahme gänzlicher Vermischung bei einem Luftverhältnis von 1,1 ohnehin zu einer kurzen NO-Bildungszeit führt, sorgt eine turbulente Vermischung und ein damit einhergehender Temperatúrausgleich zu keiner nennenswerten Stickoxidabsenkung. Vielmehr führt der schnelle Massenumsatz durch eine vermehrte Tumbleströmung zu global noch höheren Temperaturen, welche die NO-Bildung begünstigen. Andererseits wird klar, dass sich die NO-Bildungszeit für $\lambda = 1,5$ knapp über dem Einfrieren der Reaktionen befinden muss. Jede Absenkung der Temperaturspitzen durch die turbulente Vermischung führt zu einer überproportionalen Absenkung der NO-Bildung, was die global erhöhten Temperaturen überkompensiert.

Darüberhinaus ist als weiterer Punkt, der zu dem vorliegenden Phänomen der Stickoxidabsenkung beiträgt, der Wärmeübergang zwischen den beiden Zonen des Verbrannten und Unverbrannten anzuführen [95], [80], [42], [130], [131]. Ein guter Ansatz hierfür wurde von Heider [42] ursprünglich für Dieselmotoren entwickelt und später von Zeilinger und Zitzler [130], [131] für magere Großgasmotoren zur Vorräusberechnung von Stickoxidemissionen verwendet. Diese Arbeiten besagen, dass zu Beginn der Verbrennung eine maximale Temperaturdifferenz zwischen den beiden Zonen vorherrscht. Der Verlauf der Temperaturdifferenz ist vom Verbrennungsverlauf abhängig und wird durch Turbulenz, fortschreitende Durchmischung und Wärmeleitung geringer. Da vor allem die turbulente Vermischung den Hauptanteil an diesem Temperatúrausgleich hat, ist auch dieser mit erhöhter Ladungsbewegung begünstigt und führt zu einer Reduktion der Spitzentemperaturen im Verbrannten. Dies ist vor allem bei der erhöhten Wärmekapazität der Zylinderladung beim Betrieb mit Luftüberschuss zu erwarten.

Abbildung 7.16 soll nochmals die beschriebenen Mechanismen des vorliegenden Phänomens schematisch verdeutlichen. Mit erhöhter Ladungsbewegung wird durch turbulente Vermischung der Wärmeaustausch zwischen den Zonen begünstigt, aber vor allem führt diese zu einem Temperatúrausgleich im Bereich des Verbrannten.

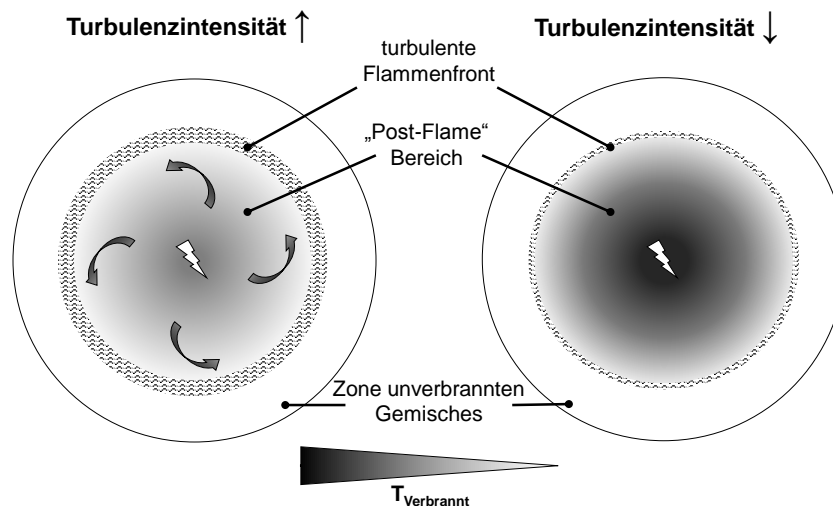


Abbildung 7.16: Modell des Turbulenzeinflusses auf die Stickoxidbildung

Bei einem genügend großen Luftüberschuss und somit global niedrigeren Temperaturen werden trotz des beschleunigten Massenumsatzes und der dickeren turbulenten Flammenfront die, für die Stickoxidreaktionen notwendigen, Temperaturspitzen schneller unterschritten. Denn bei den im weit mageren Betrieb vorherrschenden Temperaturen steigt die NO-Bildungszeit bei einer Temperaturabsenkung von wenigen Kelvin rapide an (vgl. Abbildungen 7.14 und 7.15). Mit geringer Strömungsintensität hingegen bleibt die Temperatur lokal deutlich erhöht und begünstigt so die Stickoxidbildung.

Die Vorteile dieses Effekts zusammen mit der effizienteren Verbrennung lassen sich in der bekannten Zielgrößendarstellung des Kraftstoffverbrauchs verdeutlichen (Abbildung 7.17). Der minimal erreichbare Kraftstoffverbrauch liegt mit Tumbleintensivierung ca. 3 g/kWh unter dem Wert ohne Ladungsbewegung. Da vor allem die Zündkerze von der Strömung profitiert, ist hier der Vorteil noch größer. Durch die zusätzlich geringere Stickoxidbildung können diese minimalen Werte bei geringeren NO_x-Emissionen erreicht werden. Dadurch wird auch die verringerte Abmagerungsfähigkeit bei der HF-Zündung bezüglich minimaler NO_x-Werte nahezu kompensiert.

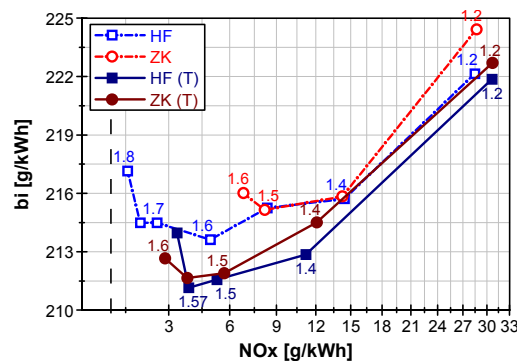


Abbildung 7.17: Einfluss der Ladungsbewegung auf den Kraftstoffverbrauch (Zielgrößendarstellung); 2000 min⁻¹ / 6 bar p_{mi}

Hinsichtlich der Partikelemissionen stellen sich nur geringe Unterschiede durch den geänderten Strömungszustand ein. Die Tendenz weist jedoch auf gesenkte Emissionswerte hin, da eine verbesserte Durchmischung etwaige Inhomogenitäten verbessert. Durch die in diesem Abschnitt beschriebenen Phänomene einer intensivierten Durchmischung durch erhöhte Ladungsbewegung, ist es erstmals möglich bei hohen Abmagerungsraten trotz einer heißeren und effizienteren Verbrennung geringere NO_x-Emissionen zu erzielen.

7.2 Verbesserte Abmagerungsfähigkeit durch Kompressionshubeinspritzung

Die Ergebnisse aus den vorigen Kapiteln zeigen, dass eine enge Verbindung zwischen Entflammungsverhalten (Brennverzug) und Laufruhe (COV), also auch Abmagerungsfähigkeit, besteht. Mit einer Verlangsamung der laminaren Brenngeschwindigkeit in verdünnten Gemischen wird eine zuverlässige Entwicklung einer selbst erhaltenden Flammenfront immer schwieriger, sodass sich Störgrößen wie beispielsweise vergrößerte Turbulenz negativ auswirken können. Zu dieser frühen Phase der Flammenentwicklung sind dann Wärmeabfuhr und Flammenstreckung größer als die aus den chemischen Reaktionen produzierte Wärme. Um dann bei diesen langsamen Reaktionsgeschwindigkeiten weiterhin eine effiziente Lage der Verbrennung zu bewahren, sind frühe Zündwinkel notwendig. Diese tragen zusätzlich zu einer Verschlechterung der Zündbedingungen bei, sodass eine weitere Abmagerung nicht mehr möglich ist. Mit den in Kapitel 2.1.1 vorgestellten Konzepten und alternativen Einspritzstrategien kann der Arbeitsbereich zu mageren Gemischen erweitert werden. Auch mit dem in dieser Arbeit vorgestellten Einspritzsystem wird eine alternative Einspritzstrategie ähnlich der Betriebsart "Homogen Schicht" (vgl. [4],[74]) vorgestellt. Abbildung 7.18 zeigt diese Strategie (Strategie B) im Vergleich zur homogenen Betriebsart (Strategie A).

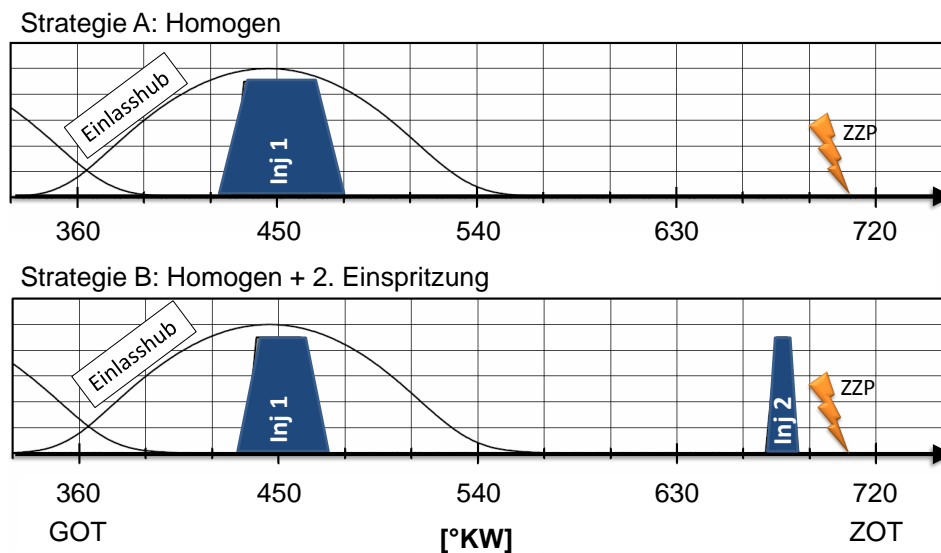


Abbildung 7.18: Schema der Einspritzstrategien

Nahezu 90% der gesamten Einspritzmenge werden ähnlich dem rein homogenen Verfahren noch während des Saughubs für eine gute Homogenisierung eingespritzt. Mit einer zweiten Einspritzung in enger Verbindung zur Zündung wird versucht, eine

angefettete Gemischzone an der Zündquelle zu erzeugen. Durch eine Erhöhung der lokalen laminaren Brenngeschwindigkeit soll eine stabile Entflammung ermöglicht werden.

7.2.1 Einfluss von Mengenaufteilung und Differenzwinkel

Ähnlich wie bei Schichtbrennverfahren eröffnet eine Kompressionshubeinspritzung auch in dieser Betriebsart ein Kennfeld relevanter Applikationsparameter bezüglich Einspritzung und Zündung. Vor allem die Einspritzmenge und der Abstand zur Zündung haben großen Einfluss auf die Betriebsqualität und bedürfen einer Untersuchung im Vorfeld. Genauso wie bei der rein geschichteten als auch der rein homogenen Betriebsart beträgt für dieses „*Mischbrennverfahren*“ der optimale Einspritzdruck 600 bar als bester Kompromiss aus positiven wie negativen Effekten der Druckerhöhung. Zusätzlich gibt ein geringerer Einspritzdruck, wegen des verminderten Durchflusses, die Möglichkeit kleinere minimale Einspritzmengen reproduzierbar abzusetzen.

Oberhalb der Abmagerungsgrenze des rein homogenen Betriebs ($\lambda = 1,75$) werden diese Parameter am Lastpunkt 2000 min^{-1} und 6 bar p_{mi} mit einer konstanten Schwerpunktlage von 8 °KW n.OT variiert. Die Einspritzmenge wird von der minimalen Einspritzzeit (siehe Abbildung 4.12) bis hin zu einem deutlichen Anstieg der Partikelemissionen verstellt, während die Variation des DWE von 0 °KW bis 10 °KW (nur noch geringe Wirkung) erfolgt. Abbildung 7.19 zeigt die relativierte Standardabweichung (COV) für diese Variation bei beiden Zündsystemen.

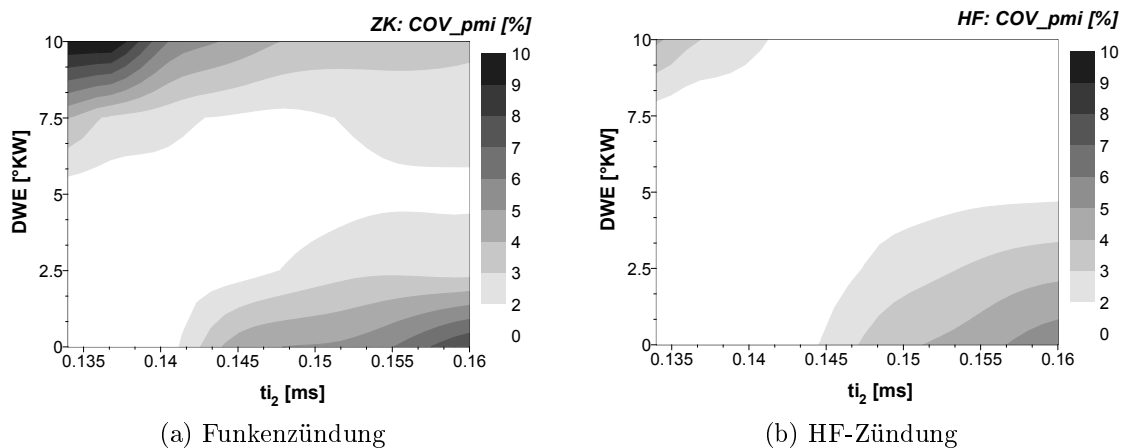


Abbildung 7.19: Zündsystemvergleich Strategie B: Variation der Applikationsparameter; 2000 min^{-1} / 6 bar p_{mi} / p_{Kr} : 600 bar

Auch wenn das HF-Zündsystem hinsichtlich der Laufruhe deutlich besser abschneidet, ist die Charakteristik jeweils ähnlich. Ist die Einspritzmenge gering und der Abstand zur Zündung groß, hat sie nur geringe Auswirkung auf die Entflammung. Besonders bei der Kerzenzündung treten dann vermehrt Mageraussetzer auf. Andererseits führen bei einer zu großen Einspritzmenge in Verbindung mit kleinen DWE die aus den Untersuchungen des Schichtbetriebs (Kapitel 6.3) bekannten Ursachen zu einer schlechteren Laufruhe. Das Gemisch ist dann am Zündort zu fett und zum Teil noch unverdampft, was vor allem das kalte Plasma der HF-Zündung stört. Zusätzlich gilt es zu beachten, dass durch eine Vergrößerung der Kompressionshubeinspritzmenge das Grundgemisch weiter abgemagert wird, woraus wiederum ein COV-Anstieg resultieren kann. Im Bereich zwischen diesen Extrempositionen bewirkt die zusätzliche Einspritzung jedoch eine signifikante Verbesserung gegenüber der rein homogenen Abmagerung. Zur weiteren Charakterisierung der Effekte dieser Einspritzstrategie erfolgt eine Betrachtung von Massenumsatz und Emissionen bei der HF-Zündung (Abbildung 7.20).

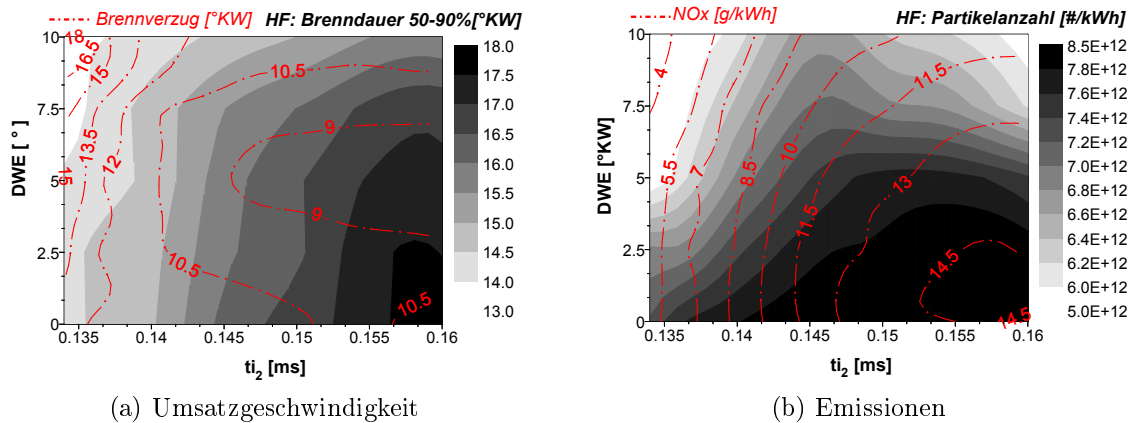


Abbildung 7.20: HF-Zündung Strategie B: Variation der Applikationsparameter;
 2000 min^{-1} / 6 bar p_{mi} / p_{Kr} : 600 bar

Diagramm (a) der Abbildung zeigt neben der Umsatzdauer der zweiten Verbrennungshälfte mit roten Isolinien den Brennverzögerungswert und macht den Zielkonflikt zwischen verbesserter Entflammung und verzögertem Ausbrand durch eine vergrößerte Schichteinspritzmenge deutlich. Wenn der Bereich um die Zündkerze durch den zusätzlichen Kraftstoff eine Erhöhung der lokalen Brenngeschwindigkeit erfährt, führt das in den dann mageren Randbereichen zu einem langsamen Brennen und einem frühen Löschen der Flamme. Mit einem Differenzwinkel von 5° können die kürzesten Brennverzögerungen erzielt werden, da dann die Gemischbildung weit genug vorangeschritten und die Gemischwolke trotzdem noch nicht zu weit im Brennraum

verteilt ist. Bezüglich der Emissionen wird im rechten Diagramm ein klarer Trend sichtbar. Hier werden als zusätzliche Größe zu den Partikelemissionen, Stickoxide durch Isolinien abgebildet. Mit vergrößerter Kompressionshubeinspritzmenge brennt ein vermehrter Anteil des Gemischs zum einen fetter und deutlich heißer, was sowohl die Partikel- als auch die Stickoxidbildung begünstigt. Im Bereich mit der größten Schichteinspritzmenge und kleinen DWE treten somit die meisten Emissionen auf. Aus diesen Erkenntnissen wird als gemeinsames Optimum für weitere Messungen mit beiden Zündsystemen eine Einspritzdauer von 0.14 ms bei einem DWE von 5 °KW gewählt. Da dies auch der beste Kompromiss hinsichtlich Verlustgrößen ist, wird mit dieser Applikation auch der geringste Kraftstoffverbrauch erreicht.

7.2.2 Abmagerungsfähigkeit

Das Potenzial dieser Betriebsart soll im Folgenden in Form von Abmagerungskurven mit den Ergebnissen mit Einspritzstrategie A aus Kapitel 7.1.1 verglichen werden. Hierzu werden für beide Zündsysteme zunächst die bereits mehrfach verwendeten Größen COV und Brennverzug zur Charakterisierung der Abmagerungsfähigkeit herangezogen (Abbildung 7.21). Die Diagramme zeigen für beide Einspritzstrategien die Verläufe für einen Kraftstoffdruck von 600 bar. Im dem linken Teil der Abbildung ist zu erkennen, dass die 5 % COV Grenze mit der unterstützten Einspritzung erst bei ca. $\lambda = 2,0$ überschritten wird und somit die Abmagerungsfähigkeit deutlich erhöht werden kann.

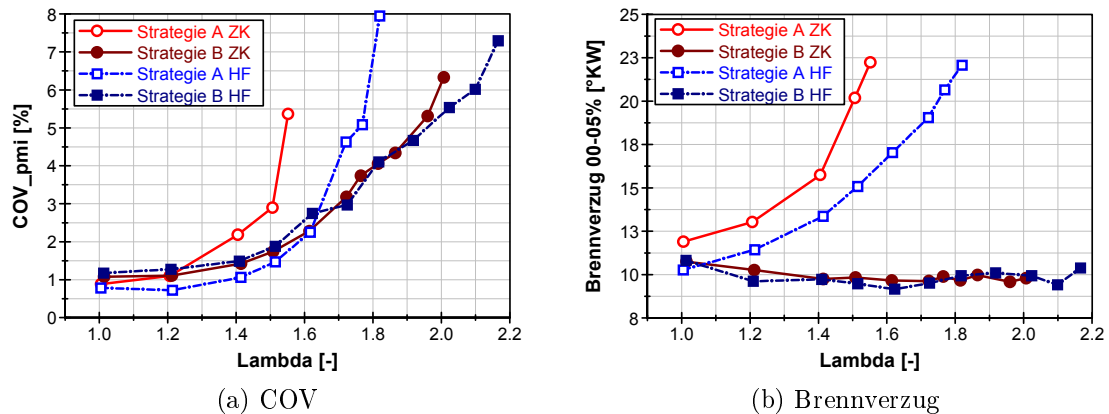


Abbildung 7.21: Vergleich der Einspritzstrategien (COV, Brennverzug);
 2000 min^{-1} / 6 bar p_{mi} / p_{Kr} : 600 bar

Der Hauptgrund für diesen Effekt liegt in der signifikanten Verkürzung des Brennverzuges. Denn wie Teil (b) der Abbildung zeigt, kann während der ganzen Variation der Brennverzug konstant bei ungefähr 10 °KW gehalten werden und beträgt somit

beispielsweise bei $\lambda = 1,8$ weniger als die Hälfte des Wertes der rein homogenen Abmagerung. Die optimierte Einspritzstrategie trägt dazu bei, dass das Entflammungsverhalten nun maßgeblich von der zusätzlichen Einspritzung bestimmt wird und der Unterschied der beiden Zündsysteme für diesen Betriebspunkt nahezu egalisiert werden kann.

Dass die Laufunruhe mit dieser Einspritzstrategie trotz des konstanten Brennverzuges wieder ansteigt, macht deutlich, dass die Abmagerungsfähigkeit nicht mehr nur von der Entflammung sondern genauso von der Lage und der Qualität der Verbrennung abhängt. Wie bereits bei der Variation der Dauer der zweiten Einspritzung angedeutet, wird durch die Kompressionshubeinspritzung das Grundgemisch abgemagert, was dort wiederum die Brenngeschwindigkeit verringert. In diesem Fall ist der Ausbrand bei einem vergleichbaren globalen Luftverhältnis langsamer als in einem komplett homogenen Gemisch.

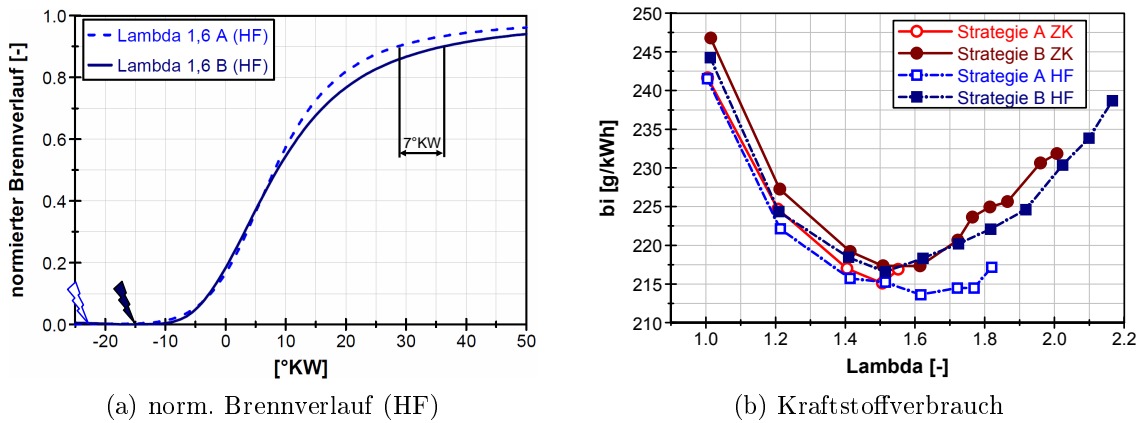


Abbildung 7.22: Vergleich der Einspritzstrategien (Brennverlauf, bi);
 2000 min^{-1} / 6 bar p_{mi} / p_{Kr} : 600 bar

Abbildung 7.22 zeigt diesen Effekt anhand eines Vergleichs des normierten Brennverlaufs für beide Einspritzstrategien bei $\lambda = 1,6$. Blitzsymbole markieren dabei den Zündzeitpunkt für jede Kurve. Die schnelle Entflammung der teilhomogenen Betriebsart führt zu einem sehr kurzen Brennverzug und einer mit erhöhter Umsatzrate brennenden ersten Verbrennungshälfte. Im Gegenzug dazu verlangsamt sich bei diesem global sogar noch relativ fetten Luftverhältnis der Ausbrand bereits um 7 $^{\circ}\text{KW}$, was in einem Anstieg der Verluste aus der Dauer der Verbrennung resultiert. Darüber hinaus führt dies zu einem früheren Erlöschen der Flamme und hohen Kohlenwasserstoffemissionen. Da diese Phänomene den Wirkungsgrad im ganzen Bereich der Lambdavarisation verschlechtern, hat eine weitere Abmagerung über $\lambda = 1,6$ mit der alternativen Einspritzstrategie keine positive Auswirkung auf den Kraftstoffver-

brauch (siehe Teil (b) Abbildung 7.22). Vor allem im Vergleich zu dem sehr robusten Betrieb in Strategie A bei Verwendung der Hochfrequenzzündung ergeben sich sogar Verbrauchsnachteile.

Auch hinsichtlich der Emissionszielgrößen zeigt die alternative Einspritzstrategie bei gleichen Luftverhältnissen schlechtere Werte, wie aus Abbildung 7.23 hervorgeht. Der angefettete Bereich um die Zündkerze brennt bei lokal sehr hohen Temperaturen und führt mit dem Luftüberschuss in den äußeren Bereichen des Brennraumes zu erhöhten NO_x -Emissionen. Das sonst übliche Stickoxidmaximum im Bereich um $\lambda = 1,1$ für den Betrieb mit einer zweiten Einspritzung bleibt aus. Es ist zu vermuten, dass dabei der durch die Kompressionshubeinspritzung eingebrachte Kraftstoff leicht unterstöchiometrisch brennt. Im Anschluss daran wird die Flamme so weit abgemagert, dass das Maximum der NO-Bildung durch geringere Temperaturen bereits überschritten ist.

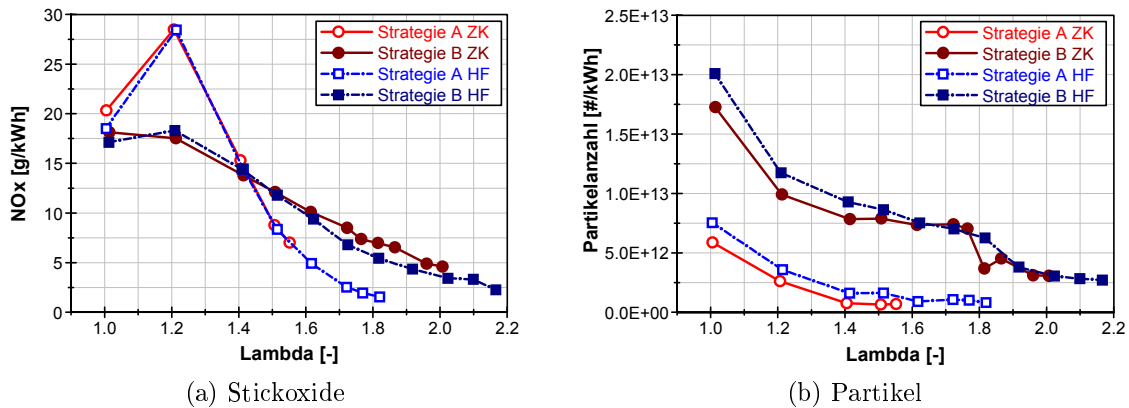


Abbildung 7.23: Vergleich der Einspritzstrategien (NO_x , Partikel);
2000 min^{-1} / 6 bar p_{mi} / pKr: 600 bar

Aus vergleichbaren Gründen kann eine höhere Partikelanzahl gemessen werden. Denn in den lokal fetteren Zonen der Kompressionshubeinspritzung wird die Partikelbildung stark gefördert. Sobald diese Zone durch weitere Abmagerung des Grundgemischs wieder abgemagert wird, kann eine geringere Schadstoffkonzentration als mit niedrigeren globalen Luftverhältnissen gemessen werden. So können bei sehr mageren Luftverhältnissen auch mit dieser Einspritzstrategie Emissionswerte erreicht werden, die deutlich unterhalb des Ausgangszustandes ($\lambda = 1,0$) der konventionellen Einspritzstrategie liegen.

Dieses Kapitel macht deutlich, dass aus der alternativen Einspritzstrategie nicht zwingend Vorteile resultieren müssen. Obgleich die Kompressionshubeinspritzung die Entflammung signifikant verbessern kann, stellt sich mit der weiteren Abmagerung

rungsfähigkeit keine Reduktion des Kraftstoffverbrauchs ein. Diesen Nachteil und das kritische Emissionsverhalten gilt es durch eine Verbesserung der Verbrennung zu beseitigen. Die nachfolgenden Untersuchungen werden lediglich anhand des alternativen Zündsystems beschrieben, da es tendenziell Vorteile aufweist, das Verhalten der Systeme jedoch grundsätzlich ähnlich ist.

7.2.3 Maßnahmen zur Unterstützung der zweiten Verbrennungshälfte

Um das Potenzial dieser teilhomogenen Betriebsart nutzen zu können, wäre es zwingend erforderlich, die zweite Brennhälfte zu unterstützen. Denn obwohl auch in dieser Strategie (B) der Verbrennungsschwerpunkt bei 8 °KW n.OT liegt, führt der asymmetrische Brennverlauf (Abbildung 7.22) bei der teilhomogenen Betriebsart dazu, dass ein Großteil des Gemischs weit entfernt vom oberen Totpunkt umgesetzt wird.

Lage des Verbrennungsschwerpunkts

Eine Möglichkeit, dies zu kompensieren, stellt eine Verschiebung der Verbrennung zu früheren Lagen dar. Das Ende der Verbrennung findet dadurch unter besseren Bedingungen, insbesondere einer höheren Temperatur, statt. Bei rein homogener Abmagerung ist dies noch keine Option, da der immer länger werdende Brennverzug mit seinen Auswirkungen auf die Laufruhe eine weitere Zündwinkelfrühverstellung begrenzt [8]. Im Gegensatz dazu ermöglicht es nun der durch die zweite Einspritzung kurze Brennverzug, die Verbrennung zu früheren Lagen zu verschieben. Das Ziel bei dieser Methode muss es also sein, die zweite Hälfte der Verbrennung zu unterstützen, während es immer noch möglich ist, die Zündung bei thermodynamischen Bedingungen für eine ausreichende laminare Brenngeschwindigkeit einzuleiten.

Bei 2000 min^{-1} und 6 bar p_{mi} wird nun der Verbrennungsschwerpunkt ausgehend von 8 °KW n.OT bis zu einer Lage von -8 °KW n.OT⁴ verschoben. Die Auswirkungen auf den Brennverlauf bei einem konstanten λ von 1,6 sind im linken Teil der Abbildung 7.24 zu erkennen. Es sind sowohl die beiden Extremlagen, als auch das sich ergebende Gesamtoptimum von -4 °KW n.OT skizziert. Durch die veränderte Verbrennungslage kann die Brenndauer von anfänglich 39 °KW bis auf 23 °KW nahezu halbiert werden.

Im rechten Diagramm sind die Kohlenwasserstoffemissionen über den gesamten Variationsbereich der Luftzahl für verschiedene Schwerpunktlagen abgebildet. Es wird deutlich, dass eine früher platzierte Verbrennung bei der Zweifacheinspritzung eine erheblich vergrößerte Abmagerungsfähigkeit mit sich bringt. So ist es möglich

⁴also weit vor OT

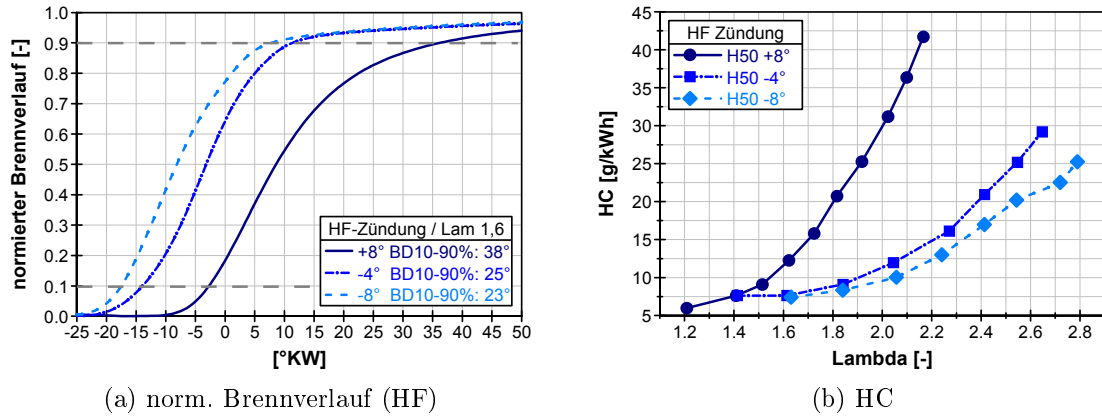


Abbildung 7.24: Vergleich der Schwerpunktlagen (Brennverlauf, HC);
 2000 min^{-1} / 6 bar p_{mi} / pKr: 600 bar

mit der maximal frühen Schwerpunktlage den Motor in einer weitestgehend homogenen Betriebsart bis zu einem Luftverhältnis von $\lambda = 2,7$ unterhalb der COV Grenze von 5 % zu betreiben. Wegen des kurzen Brennverzuges in Verbindung mit optimierten Brennbedingungen in der zweiten Verbrennungshälfte können die Kohlenwasserstoffmissionen bei $\lambda = 2,0$ um 60 % reduziert werden. Zusammen mit der verkürzten Brenndauer wirkt sich dies im Weiteren signifikant auf den indizierten Kraftstoffverbrauch aus (Teil (a) Abbildung 7.25).

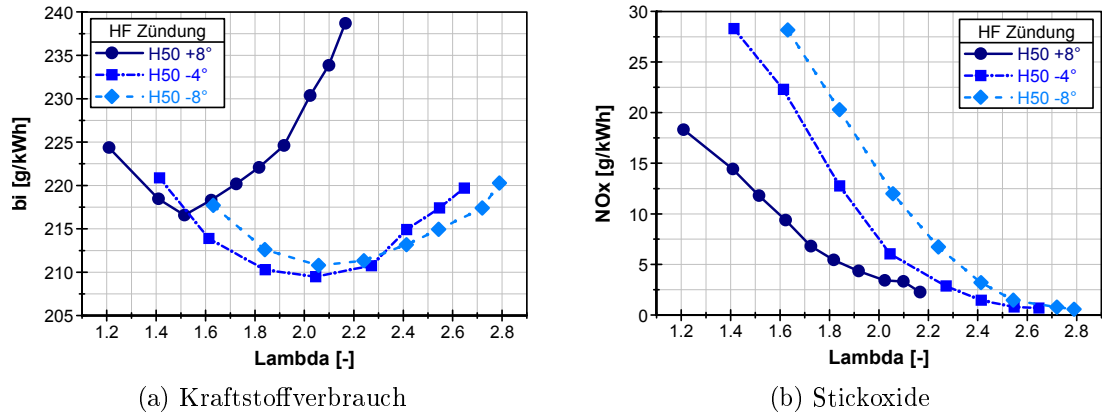


Abbildung 7.25: Vergleich der Schwerpunktlagen (bi, NO_x);
 2000 min^{-1} / 6 bar p_{mi} / pKr: 600 bar

Bereits bei $\lambda = 1,6$ ist dieser mit einer Lage des Verbrennungsschwerpunkts von -4°KW n.OT nahezu 5 g/kWh niedriger als bei 8°KW n.OT . Hin zu höherer Verdünnung kann der Wirkungsgrad sogar noch erhöht werden. Mit der weiteren Entdros-

selung sinken die Ladungswechselverluste stark ab, sodass diese die wiederum längere Brenndauer überkompensieren. Vergleiche mit den Kurvenverläufen der anderen H50-Lagen zeigen, dass es für jedes Kraftstoff-Luft-Verhältnis eine optimale Position gibt. Je magerer das Gemisch, desto mehr muss die zweite Verbrennungshälfte unterstützt werden, weshalb dann die Verbrennung möglichst früh ablaufen muss. Die Begrenzung zu frühen Lagen und sehr hohen Abmagerungsraten stellen, ähnlich der rein homogenen Betriebsart, die Bedingungen zum ZZP dar. Genauso können bei einer zu frühen Verbrennung der Verlust aus Lage der Verbrennung und die vergleichsweise hohen Wandwärmeverluste durch weitere Abmagerung nicht mehr kompensiert werden, weswegen sich in diesem Fall das Optimum bei -4 °KW n.O.T und einem λ von 2,0 einstellt. Der hier erreichte Wert von 209 g/kWh entspricht gegenüber dem stöchiometrischen Betrieb (242 g/kWh) einer Verbrauchsverbesserung von mehr als 13 %.

Andererseits ist es essentiell, die mit dieser Betriebsart möglichen, sehr hohen Abmagerungsraten zu erzielen. Nur so können die durch die frühe und heiße Verbrennung des fetteren Bereichs erhöhten Stickoxidemissionen kompensiert werden (Teil (b) Abbildung 7.25). Obwohl bei gleichem Luftverhältnis die NO_x -Emissionen weitaus höher sind, birgt diese Betriebsart in Verbindung mit variablen Verbrennungsschwerpunkten erhebliches Potenzial. Durch die Möglichkeit sehr hohe Verdünnungsraten zu realisieren, können die Stickoxide auf unter 2 g/kWh bei sehr guten Kraftstoffverbräuchen reduziert werden.

Erhöhte Ladungsbewegung

Weiter gilt es, den Einfluss einer intensivierten Tumbleströmung auf dieses Brennverfahren zu untersuchen. Denn neben einer früheren Schwerpunktlage kann, wie bereits durch die Verkürzung der Brenndauer in Kapitel 7.1.2 gezeigt wird, auch eine vermehrte Turbulenz helfen, den Ausbrand des mageren Randbereichs zu beschleunigen. Durch die hohen Abmagerungsraten dieser Betriebsart ist die zusätzliche Wärmekapazität im Zylinder sehr groß. Mit Bezug auf die Phänomene einer Reduktion der Stickoxide durch erhöhte Strömungsintensitäten aus Abschnitt 7.1.2, kann auch hier eine Verstärkung der NO_x -Senkung durch die turbulente Mischung vermutet werden.

Abbildung 7.26 bestätigt den positiven Einfluss der Ladungsbewegung auf die Brenndauer bei verschiedenen H50 auch mit der alternativen Einspritzstrategie. Vor allem bei der konventionellen Lage des Verbrennungsschwerpunkts von 8 °KW n.O.T ist die Wirkung immens. Hier kann die Umsatzgeschwindigkeit mit den Kanaleinlagen, gegenüber der des Standardkanals, um bis 10 °KW verkürzt werden. Dieser reduzierte Wert entspricht in etwa der Brenndauer, die bei der, für den Betrieb oh-

ne zusätzliche Strömungsmaßnahme, optimalen Schwerpunktlage⁵ erreicht werden kann. Durch die kürzere Brenndauer liegt die optimale Verbrennungslage mit der erhöhten Strömungsintensität im Vergleich zu den obigen Messungen bei einer um 4 °KW späteren Position direkt im oberen Totpunkt. Mit der intensivierten Strömung kann der Ausbrand so weit beschleunigt werden, dass der beste Kompromiss der Verluste in einer späteren, insgesamt thermodynamisch günstigeren Position liegt. Trotz der späteren Lage fällt die Brenndauer dabei in einem weiten Bereich nochmals um 5 °KW kürzer aus.

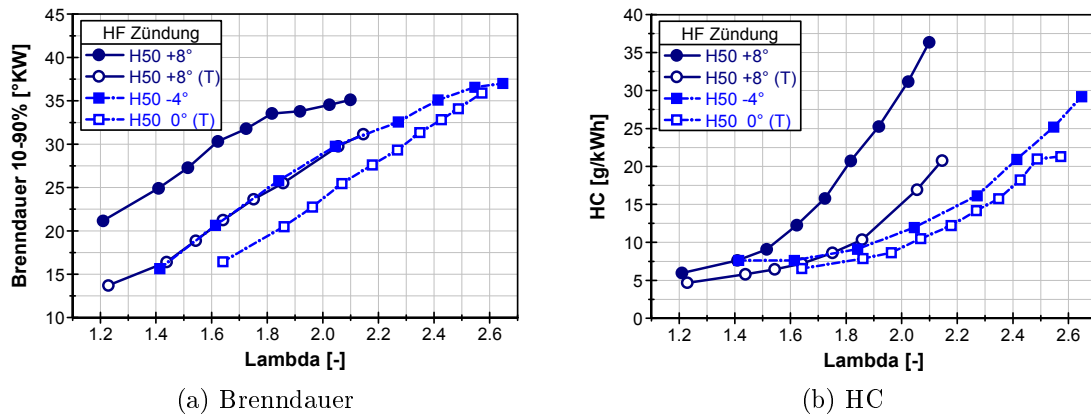


Abbildung 7.26: Einfluss der Ladungsbewegung (Brenndauer, HC);
2000 min⁻¹ / 6 bar p_{mi} / pKr: 600 bar

Ein ähnlich positiver Effekt ist dadurch bei den HC-Emissionen zu verzeichnen (Abbildung 7.26 (b)), da eine verkürzte Verbrennung direkt mit geringerem Flame Quenching und somit einer vollständigeren Umsetzung verbunden ist. Durch diese beiden Effekte kann der Kraftstoffverbrauch nochmals deutlich gesenkt werden (Abbildung 7.27). In der optimalen Konfiguration liegt der Bestwert mit einem Luftverhältnis knapp über $\lambda = 2,0$ bei 205 g/kWh. Gegenüber dem stöchiometrischen Betrieb mit homogener Einspritzung (242 g/kWh) bedeutet dies einen Verbrauchsvorteil von 15 %. Besonders erwähnenswert ist dabei, dass diese guten Verbräuche mit minimalen Stickoxidemissionen erzielt werden.

Denn ähnlich wie im rein homogenen Betrieb kann durch die intensivierte Strömung, in Verbindung mit hohen Verdünnungsraten, die NO-Bildung gehemmt werden (vgl. Abschnitt 7.1.2). Im rechten Teil der Abbildung 7.27 ist die Stickoxidemission im relevanten Bereich der Lambdavarisation dargestellt. Trotz der effizienteren und heißeren Verbrennung ist es möglich, die Stickoxidemission nochmals deutlich abzusenken. Kreise markieren die Messpunkte, bei denen erstmals 1 g/kWh NO_x

⁵-4 °KW n.OT

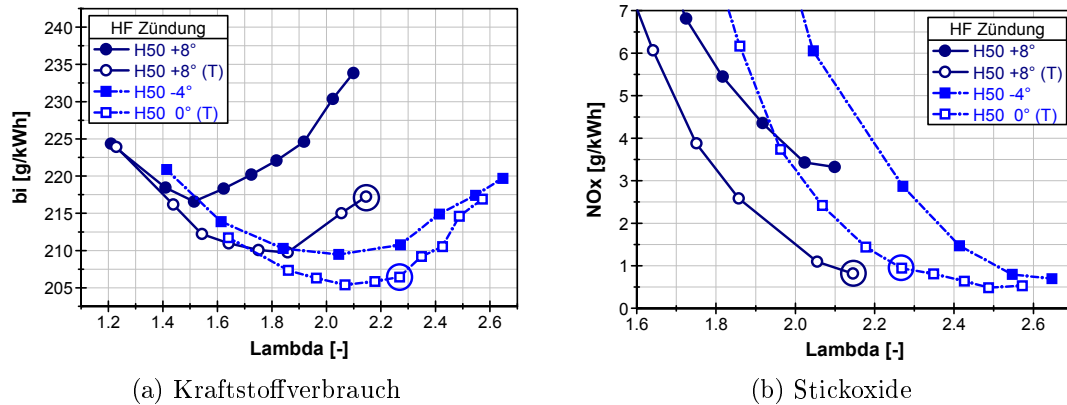


Abbildung 7.27: Einfluss der Ladungsbewegung (bi , NO_x);
 2000 min^{-1} / 6 bar p_{mi} / p_{Kr} : 600 bar

unterschritten wird. Dadurch, dass die optimale Schwerpunktlage im Vergleich zum Standardkanal später liegt, werden die Spitzentemperaturen zusätzlich gesenkt. Somit ist es möglich, diesen sehr geringen Wert für die Stickoxidemission sehr nahe am optimalen Kraftstoffverbrauch zu unterschreiten.

Durch eine Kombination der Maßnahmen zur Kürzung der Brenndauer kann der größte Nachteil dieser Einspritzstrategie deutlich überkompensiert werden. Während die zusätzliche Einspritzung eine zuverlässige Entflammung unter schwierigsten Bedingungen ermöglicht, kann der Wirkungsgrad durch Optimierung der Verbrennungslage und der Ladungsbewegung deutlich verbessert werden. Die positiven Effekte der turbulenten Mischungsprozesse bezüglich der Stickoxidbildung führen dazu, dass der Verbrauchsvorteil von 15 % mit NO_x -Emissionen unterhalb von 1 g/kWh realisiert werden kann.

7.3 Abmagerung in Verbindung mit Abgasrückführung

Um den Einsatz einer aufwändigen mageren Abgasnachbehandlung zu umgehen wird eine Ladungsverdünnung bislang meistens durch Abgasrückführung umgesetzt. Die Eigenschaften und Nachteile hiervon sind bereits in Kapitel 2.1.1 beschrieben. Eine zusätzliche Abgasrückführung bei einem global mageren Brennverfahren ist aus dem Dieselmotorbereich bekannt. Ähnlich wie bei diesen Verfahren, soll als weiterer Parameter der Einsatz von AGR in Verbindung mit den bisher bearbeiteten Magerbrennverfahren analysiert werden. Neben der Untersuchung, ob AGR eine Möglichkeit darstellt, durch die hohe Wärmekapazität die Stickoxidemissionen weiter zu senken, ist das Verhalten der Zündsysteme bei veränderten Inertgaseigenschaften von Interesse. Deswegen werden beide Zündquellen zunächst bei rein homogenem Betrieb mit verschiedenen Kombinationen aus zurückgeführtem Abgas und Luftüberschuss in Abbildung 7.28 verglichen. Die Betrachtung der Messpunkte auf der Abszisse entspräche einer reinen Abmagerung, die der Ordinate einer reinen Restgasvariation. Neben dem indizierten Kraftstoffverbrauch für die Konfiguration mit erhöhter Tumbleintensität⁶ sind die 5 % COV Grenzen für beide Ladungsbewegungszustände mit eingezeichnet.

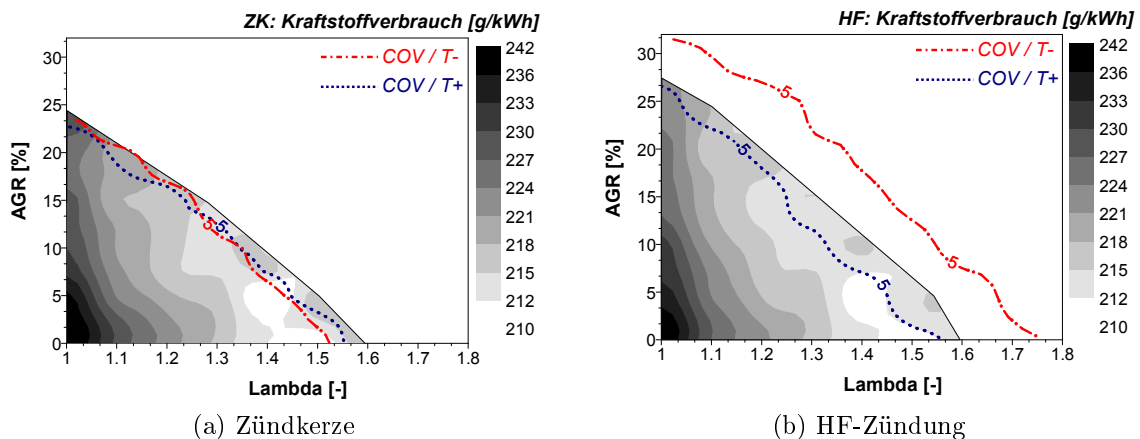


Abbildung 7.28: Zündsystemvergleich: Kombination von Abmagerung und AGR: Kraftstoffverbrauch, COV; Strat. A / 2000 min^{-1} / 6 bar p_{mi} / pKr: 600 bar; T-: Ohne Tumbleeinlagen / T+: Mit Tumbleeinlagen

⁶Wie aus Kapitel 7.1.2 hervorgeht, sind mit dieser Konfiguration bessere Verbrauchswerte erzielbar. Das Verhalten gegenüber Abgasrückführung ist jedoch identisch.

Der Vergleich der COV-Linien macht deutlich, dass die höhere Strömungsintensität mit Restgas eine ähnliche Wirkung wie bei reiner Abmagerung hat. Während mit der Kerzenzündung der gleiche Wert der Laufruhe erreicht werden kann, sinkt bei der Hochfrequenzzündung die zunächst deutlich bessere Inertgasverträglichkeit auf ein Niveau, dass der Zündkerze ähnlich ist. Dennoch zeichnen sich bei beiden Tumbleintensitäten Vorteile seitens des alternativen Zündsystems bezüglich der Restgasverträglichkeit ab. Sogar mit erhöhter Tumbleströmung beträgt der maximal mögliche Restgasanteil 26 %, während mit der Zündkerze eine AGR-Rate von maximal 23 % möglich ist. Aufgrund der im Abschnitt 7.1 gezeigten Vorteile werden auch in diesem kombinierten Betrieb mit erhöhter Tumbleintensität bessere Werte bezüglich der Zielgrößen erreicht, weswegen im Weiteren nur noch diese Strömungskonfiguration betrachtet wird. Dabei geht aus der Abbildung 7.28 weiter hervor, dass bei reiner Abmagerung und sehr geringen Restgasraten die besten Kraftstoffverbräuche gemessen werden können. Die schlechteren Stoffwerte des Arbeitsgases verhindern ähnliche Vorteile mit höherer AGR.

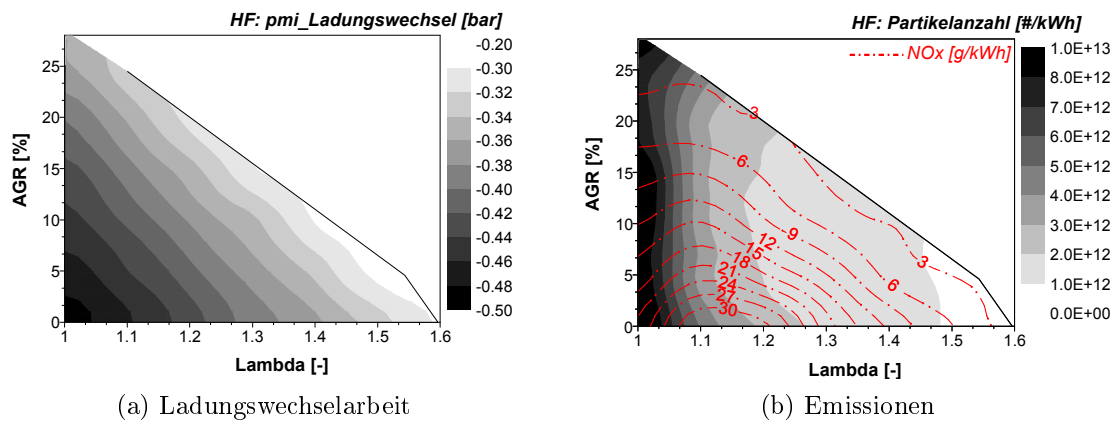


Abbildung 7.29: HF-Zündung: Kombination von Abmagerung und AGR: $p_{mi,LW}$, Emissionen; Strat. A / 2000 min^{-1} / 6 bar p_{mi} / p_{Kr} 600 bar

Ein weiterer Grund für den besseren Wirkungsgrad mit Abmagerung gegenüber einer Restgasbeimischung ist in Abbildung 7.29 (a) erkennbar. Die Ladungswechselarbeit kann mit AGR deutlich weniger reduziert werden. Denn durch die hohe Wärmekapazität des zurückgeführten Abgases wird eine geringere Inertgasmasse benötigt um vergleichbare Effekte wie bei hohen Abmagerungsraten zu erzielen. In Diagramm (b) der Abbildung 7.29 werden die Auswirkungen des kombinierten Betriebs auf die relevanten Emissionen (Partikelanzahl und Stickoxide) deutlich. Dadurch, dass die Möglichkeit zur Rückoxidation vorhandener Rußpartikel stark vom Sauerstoffangebot abhängt, sinken diese Emissionen nahezu unabhängig von

der Restgasrate mit steigender Abmagerung. Die Isolinien des Diagramms ermöglichen es, die bei einer bestimmten Partikelanzahl realisierbaren NO_x -Emissionen abzulesen. Eine Beimischung von Restgas ermöglicht dabei keine überproportionale Senkung der Stickoxidemissionen, sodass auch hier die reine Abmagerung deutliche Vorteile gegenüber dem kombinierten Betrieb aufweist.

Im Gegensatz zur rein homogenen Strategie ergeben sich Unterschiede bei der Betrachtung der Betriebsart mit Kompressionshubeinspritzung. Bei Verwendung der HF-Zündung wird hierfür mit Tumblekanal und einer Lage des Verbrennungsschwerpunkts in OT⁷ ausgehend von einem Kraftstoff-Luft-Verhältnis von $\lambda = 1,8$ Restgas zugeführt. In Abbildung 7.30 wird dies mit einer Ladungsverdünnung durch weitere Abmagerung verglichen⁸. Dabei wird im linken Abbildungsteil ersichtlich, dass zunächst durch eine weitere Erhöhung des Luftverhältnisses die größten Wirkungsgradvorteile entstehen. Hierdurch kann der bekannte, minimale Kraftstoffverbrauch erzielt werden. Im weiteren Verlauf wird jedoch durch den mageren Betrieb in Verbindung mit zusätzlicher Abgasrückführung ein besserer Kompromiss aus Kraftstoffverbrauch und Stickoxiden erreicht.

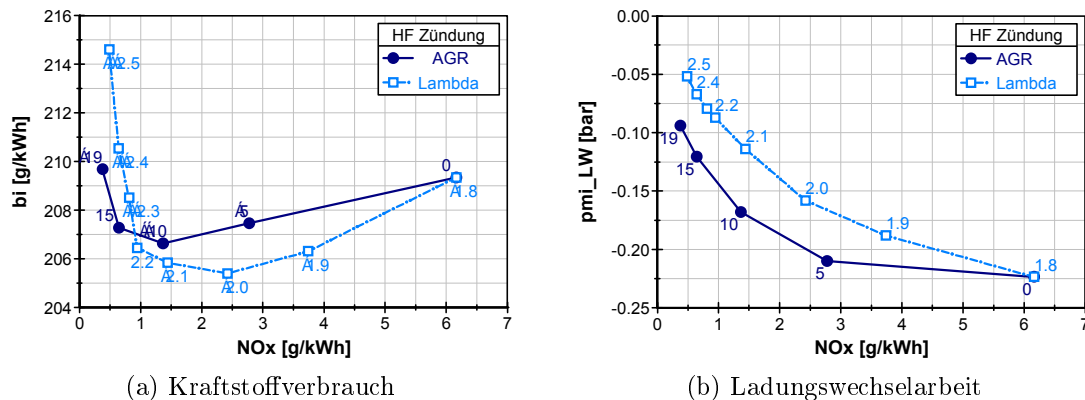


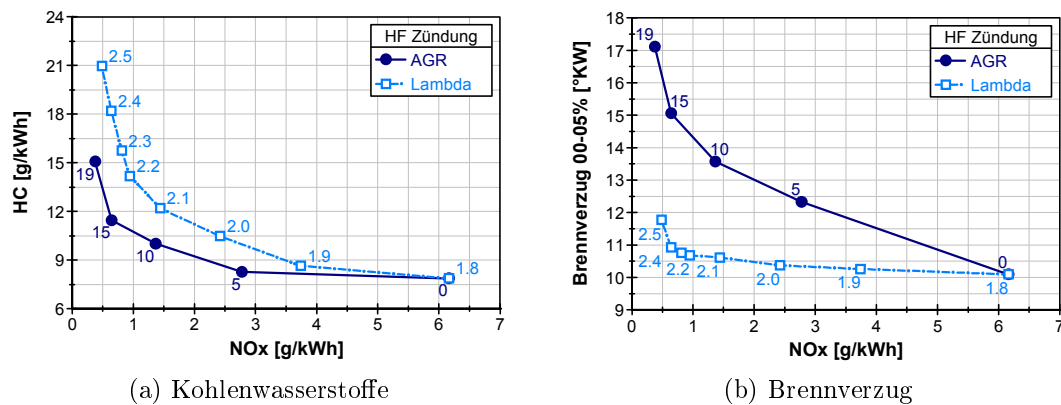
Abbildung 7.30: HF-Zündung: Kombination von Abmagerung und AGR: Kraftstoffverbrauch, $p_{mi,LW}$; Strat. B / 2000 min^{-1} / 6 bar p_{mi} / p_{Kr} : 600 bar

Aus Diagramm (b) wird deutlich, dass dies zu einem gewissen Anteil wiederum in den Ladungswechselverlusten begründet ist. Solange der Motor gedrosselt wird (bei 6 bar p_{mi} bis ca. $\lambda = 2,1$), bewirkt eine Erhöhung des Luftverhältnisses eine größere Senkung der Ladungswechselarbeit als eine Ladungsverdünnung durch AGR. Sobald der Motor jedoch mit komplett geöffneter Drosselklappe betrieben wird, wirkt sich dieser Effekt nicht mehr positiv aus, da die Ladungswechselarbeit nur noch

⁷beste Konfiguration aus Abschnitt 7.2.3

⁸Die jeweiligen AGR-Raten und Luftverhältnisse sind als Markerbeschriftung eingetragen.

im geringen Maße reduziert werden kann. Andererseits muss ein wesentlich größerer Luftmassenstrom durch Aufladung realisiert werden um eine vergleichbare Wirkung bei der Reduktion der Stickoxidemissionen zu erzielen. Unter diesen hochverdünnten Bedingungen stellen sich wegen der geringeren Inertgasmasse beim kombinierten Betrieb deutlich geringere HC-Emissionen ein (siehe Abbildung 7.31). Zusammen mit der hohen Wärmekapazität des Restgases ergeben sich die Vorteile bezüglich des Kraftstoffverbrauchs bei sehr geringen NO_x -Emissionen aus Abbildung 7.30.



Abbildungung 7.31: HF-Zündung: Kombination von Abmagerung und AGR: HC, Brennverzögerung; Strat. B / 2000 min^{-1} / 6 bar p_{mi} / p_{Kr} 600 bar

Diagramm (b) der Abbildung 7.31 weist noch auf einen weiteren Unterschied der beiden Verdünnungsmethoden hin. Bei der reinen Abmagerung ist der Verlauf des Brennverzögerung, wie bereits in Kapitel 7.2.1 gezeigt, über den gesamten Variationsbereich nahezu konstant. Bei zusätzlicher Abgasrückführung steigt die Entflammungsdauer jedoch stark an. Während bei der Abmagerung das Grundgemisch lediglich verdünnt wird und sich durch die Kompressionshubeinspritzung stets ein gut entflammbares Gemisch um den Zündort bilden kann, wird diese Zusammensetzung durch AGR grundlegend verändert. Im Grundgemisch befinden sich nun zusätzlich zum potenziellen Reaktionspartner Sauerstoff die inerten Komponenten des Restgases, sodass sich die Zündbedingungen verschlechtern. Zusätzlich weist der kombinierte Betrieb, wegen des geringeren Luftüberschusses, den bereits bei der homogenen Abmagerung gezeigten Effekt höherer Partikelemissionen auf.

Für den Teillastbetrieb, in dem Drosselverluste dominant sind, stellt eine Verdünnung durch Abmagerung gegenüber der Abgasrückführung die bessere Variante dar. Die Verträglichkeit höherer Luftmassen sorgt hier für eine effizientere Entdrosselung. Sobald eine vollständige Entdrosselung erfolgt ist, kann sich eine zusätzliche Abgasrückführung wegen des geringeren Massenbedarfs an Inertgas positiv auf

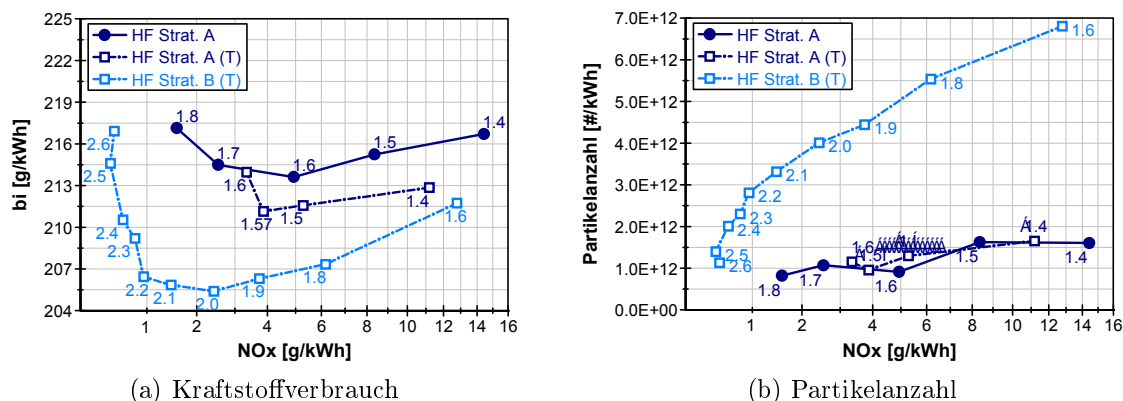
die Kombination der Zielgrößen Kraftstoffverbrauch und Stickoxide auswirken. Eine Beimischung von Restgas führt jedoch zu einer erhöhten Anzahl der Rußpartikel. Aufgrund dessen und da Vorteile nur sehr gering ausfallen, wird auf eine weitere Betrachtung der Kombination der Verdünnungsmethoden verzichtet.

7.4 Zusammenfassender Betriebsartenvergleich

Das Kapitel 7 zeigt die Auswirkung der einzelnen Parameter Zündung, Einspritzung sowie Ladungsbewegung auf die Toleranz gegenüber Ladungsverdünnung beim vorliegenden Versuchsträger. Hierbei weist die Abmagerung im Gegensatz zu einer Abgasrückführung neben verbesserten Stoffwerten, sowohl Vorteile hinsichtlich des Entdrosselungspotenzials, als auch der Partikelemissionen auf. Mit dem alternativen Zündsystem können unter nahezu allen Bedingungen Vorteile erzielt werden. Das große Volumen der Einflusszone hilft die bei Ladungsverdünnung auftretenden Entflammungsnachteile über einen weiten Bereich zu kompensieren und so die zyklischen Schwankungen zu reduzieren. Allerdings ist der Einfluss vergrößerter Ladungsbewegung in Verbindung mit der Hochfrequenzzündung als kritisch zu betrachten. Sowohl die bei hohen Kraftstoffdrücken aus der Einspritzung resultierende TKE, als auch großskalige Wirbelstrukturen aus extern erzeugter Ladungsbewegung, verschlechtern das Entflammungsverhalten der HF-Zündung, sodass der große Vorteil dieses Zündsystems mit starker Strömungsintensität nahezu verschwinden kann. In Summe ergibt sich jedoch für die HF-Zündung nie ein schlechterer Betrieb als für die Zündkerze, weswegen der weitere Vergleich lediglich für dieses Zündsystem erfolgt.

Zur Erreichung der Zielgrößen stehen sich die rein homogene Abmagerung und eine Einspritzstrategie mit Kompressionshubeinspritzung gegenüber. Die diesbezüglich gewonnenen Ergebnisse sollen anhand eines Betriebsartenvergleichs zusammengefasst werden. In Abbildung 7.32 sind für die jeweiligen Optima der beiden Strategien die Zielgrößen (Kraftstoffverbrauch, Stickoxide und Partikel) dargestellt.

Während bei der homogen geschichteten Einspritzstrategie die erhöhte Ladungsbewegung immer deutliche Vorteile aufweist, werden für den rein homogenen Betrieb wegen unterschiedlicher Bestwerte von Emissionen und Verbrauch beide Ladungsbewegungszustände gezeigt. Diagramm (a) macht in der Darstellung des Kraftstoffverbrauchs über den Stickoxidemissionen die Vorteile der Betriebsart mit Kompressionshubeinspritzung deutlich. In Verbindung mit erhöhter Ladungsbewegung und einer Optimierung der Verbrennungslage sind signifikant höhere Abmagerungsraten möglich. Diese Maßnahmen sorgen für eine effektive Unterstützung des sonst zu langsamen Ausbrandes. Das Verbrauchsoptimum liegt mit 205 g/kWh auf einem sehr niedrigen Niveau und darüber hinaus auch bei äußerst geringen NO_x-Emissionen. Dies



Abbildungung 7.32: Vergleich der Betriebsarten am jeweiligen Optimum: Zielgrößen; 2000 min^{-1} / 6 bar p_{mi} / p_{Kr} : 600 bar

ist möglich, da die erhöhte Ladungsbewegung turbulente Mischungsvorgänge fördert. Durch einen schnellen Energieaustausch zwischen Verbranntem und Inertgas, können die Temperaturen hinter der Flammenfront gesenkt und die NO_x -Bildung gehemmt werden (vgl. Abschnitt 7.1.2). Für den rein homogenen Betrieb ergibt sich durch zusätzliche Ladungsbewegung ein verbesserter optimaler Kraftstoffverbrauch, da vor allem die Umsatzgeschwindigkeit stark erhöht wird. Jedoch führen großskalige Wirbel bei Verwendung der HF-Zündung zu einer Verminderung der zunächst sehr guten Abmagerungsfähigkeit auf ein Niveau ähnlich der Kerzenzündung. Deswegen kann trotz der auch hier, durch die mit erhöhter Turbulenz begünstigten Mischungsvorgänge, gehemmten NO-Bildung nicht das Stickoxidminimum der Konfiguration ohne zusätzliche Ladungsbewegung erreicht werden.

Im rechten Diagramm der Abbildung 7.32 ist die Partikelanzahl für beide Einspritzstrategien wiederum über den Stickoxiden aufgetragen. Es wird deutlich, dass die bei Einspritzstrategie B erzielbaren Abmagerungsraten notwendig sind, um die aus der Kompressionshubeinspritzung resultierenden Emissionsnachteile zu kompensieren. Diese sind in der fetter und heißer brennenden Zone begründet. Allein für ein vergleichbares Stickoxidniveau ist ein deutlich höheres λ erforderlich. Darüber hinaus ist trotz des großen Luftüberschusses bei gleichen NO_x -Emissionen ein höherer Partikelaustritt zu verzeichnen, da lokal ein Sauerstoffmangel vorliegt. Durch weitere Abmagerung kann auch hier die Partikelanzahl auf die sehr niedrigen Werte des Betriebes mit Strategie A reduziert werden. Im Vergleich zum stöchiometrischen Luftverhältnis in rein homogener Betriebsart sind die Rußemissionen mit beiden Magerstrategien durch die Möglichkeit, bereits entstandene Partikel zu oxidieren, signifikant niedriger.

Noch genauer können die Zusammenhänge und Einflüsse der Magerbrennverfahren auf den indizierten Wirkungsgrad anhand einer Verlustteilung⁹ in der folgenden Abbildung 7.33 analysiert werden. Dabei werden ausgewählte Messungen mit dem Referenzzustand der homogen stöchiometrischen Betriebsart (Spalte 1) an dem bekannten Betriebspunkt 2000 min^{-1} und 6 bar p_{mi} sowie dem optimalen Kraftstoffdruck von 600 bar verglichen. Die zweite Spalte zeigt dazu den allein durch eine homogene Abmagerung (Strategie A) und ohne Ladungsbewegungsmaßnahmen möglichen Bestpunkt¹⁰.

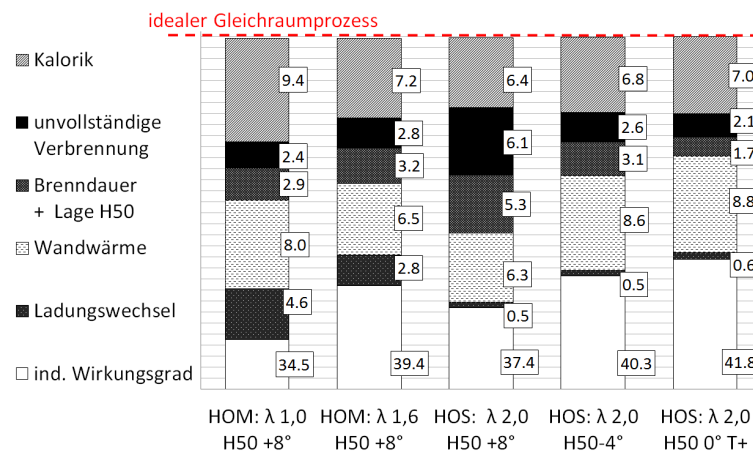


Abbildung 7.33: Betriebsartenvergleich anhand einer Verlustteilung

Der indizierte Wirkungsgrad kann, wegen einer deutlichen Verbesserung der Ladungswechsel-, Wandwärme- und Kalorikverluste, um nahezu 5%-Punkte verbessert werden. Mit einer Zweifacheinspritzung (Strategie B) können durch eine mögliche Abmagerung auf $\lambda = 2,0$ die Ladungswechselverluste und die Gaseigenschaften weiter verbessert werden. Tribut dieser hohen Luftverhältnisse ist das Ansteigen der Verluste aus der Brenndauer durch den sehr langen Ausbrand. Wegen eines zu frühen Löschens der Flamme, führt dies zusätzlich zu sehr großen Verlusten aus unvollständiger Verbrennung. Deswegen ist allein durch die Einspritzstrategie keine Wirkungsgradverbesserung möglich. Erst mit einer Beschleunigung des Massenumsatzes in der zweiten Verbrennungshälfte können die Vorteile einer sehr hohen Abmagerungsfähigkeit effektiv genutzt werden. Vor allem die Kombination einer frühen Lage des Verbrennungsschwerpunktes (in OT) mit einer intensivierten Tumbleströmung reduzieren die Verluste aus Lage der Verbrennung, Brenndauer sowie Verluste aus unvollständiger Verbrennung so weit, dass indizierte Wirkungsgrade von ungefähr 42 % erzielt werden können. Wandwärmeverluste durch sehr frühe Schwerpunktlagen

⁹Als Werkzeug wurde hierfür das im Daimler Konzern verbreitete Programm Obelix verwendet.

¹⁰minimaler Kraftstoffverbrauch

werden dabei deutlich überkompensiert. Sowohl die niedrigen Verbrennungstemperaturen sehr hoher Abmagerungsraten als auch die isolierende Wirkung der mageren Randbereiche gegenüber dem fetter brennenden Gemisch im Zentrum sorgen für einen lediglich moderaten Anstieg der Wandwärmeverluste.

Durch die Möglichkeit sehr hohe Abmagerungsraten ($\lambda > 2,0$) in einem weitestgehend homogenen Brennverfahren zu ermöglichen, können mit der hier vorgestellten Betriebsstrategie alle Zielgrößen gleichzeitig verbessert werden. Die optimale Kombination der untersuchten Parameter ermöglicht es, Stickoxidemissionen unterhalb von 1 g/kWh bei optimalen Verbräuchen von 206 g/kWh an diesem Teillastpunkt zu realisieren.

8 Magerbrennverfahren an aufgeladenen Betriebspunkten

Um den Wirkungsgrad von Verbrennungsmotoren in der Teillast zu steigern, spielt "*Downsizing*" mittlerweile eine entscheidende Rolle. Hier wird versucht durch kleinere Motorhubräume die für ein bestimmtes Drehmoment erforderliche Motorlast zu wirkungsgradgünstigeren, höheren Kennfeldbereichen zu verschieben [38]. Damit trotzdem vergleichbare Spitzenmomente und -leistungen erreicht werden können, ist ein Aufladesystem erforderlich. Kapitel 2.1.1 erklärt bereits, wie dieses Aufladesystem für die magere Verbrennung genutzt werden kann. Unabhängig vom Luftverhältnis ist jedoch bei Lasten über der saugmotorischen Volllast das Phänomen der klopfenden Verbrennung ein entscheidender Einflussfaktor auf den Wirkungsgrad des Ottomotors. Aufgrund dessen kommt in diesem Kapitel, neben den bereits bekannten Zielgrößen, der klopfenden Verbrennung bei mageren Betriebsstrategien eine große Bedeutung zu.

8.1 Zündsystemvergleich Klopfverhalten

Wie aus Kapitel 2.3.5 hervorgeht, haben Brennverzug und Brenndauer Auswirkung auf das Klopfverhalten bei Ottomotoren. Dementsprechend kann durch die Zündung, wegen der aus den Teillastuntersuchungen bekannten Unterschiede des Entflammungsverhaltens, ein Einfluss auf diese Mechanismen erwartet werden. Klopfreaktionen unterliegen einer großen stochastischen Streubreite, so dass Klopfen je nach Intensität über einen gewissen Betrachtungszeitraum vereinzelt bis häufig auftreten kann. Dies erschwert eine objektive Beurteilung des Phänomens. Inzwischen haben sich jedoch einzelne Verarbeitungsmethoden des Zylinderdrucksignals als aussagekräftige Größen zur Charakterisierung herauskristallisiert (Abbildung 8.1). Durch Filterung des Drucksignals mittels eines Hochpassfilters ist es möglich, Klopfen zu isolieren [29], [40], [99] und als wichtige Information die maximale Klopfspitze, also das Maximum des gefilterten Signals zu erlangen.

Die Klopfspitze gibt jedoch lediglich Aufschluss über den Beginn der Selbstzündung. Da Pan et al. [92] postulieren, dass weniger dieses Maximum, sondern eher

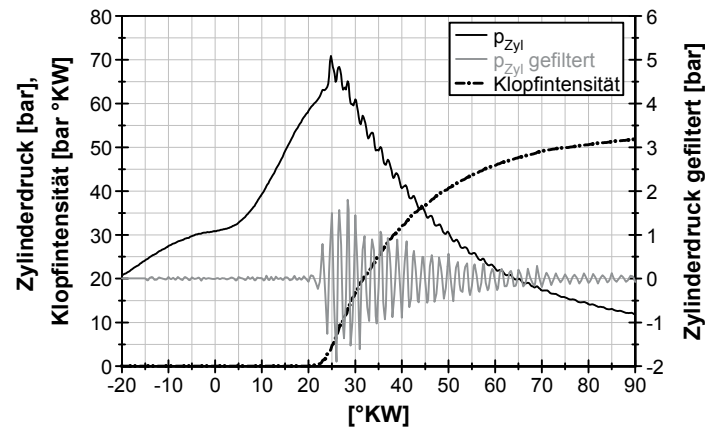


Abbildung 8.1: Signale zur Bewertung klopfender Verbrennung

die sich entwickelnde Detonation schädigend ist, wird zunehmend auch die Größe der Klopffintensität (KI) zur Bewertung herangezogen. Für diesen Wert wird der Betrag des gefilterten Signals integriert und es ergibt sich ein Maß für das Klopfen im gesamten Arbeitsspiel. Somit dienen die Größen Klopffspitze und Klopffintensität zur Bewertung beider Zündsysteme. Hierzu werden bei 2000 min^{-1} und $15 \text{ bar } p_{mi}$ für jedes Zündsystem 10000 Arbeitsspiele (ASP) im stöchiometrischen Betrieb untersucht. Die mittlere Klopffintensität wird für beide Zündsysteme auf $5 \text{ bar} \cdot ^\circ\text{KW}$ eingestellt. Abbildung 8.2 (a) zeigt für diese statistische Betrachtung sowohl die Verteilung von Klopffspitze als Maximum des hochpassgefilterten Drucksignals, als auch die Klopffintensität und somit die Klopffstärke jedes Zyklus. Bei einer gleichen mittleren Klopffintensität sind unter der Verwendung des Zündsystems mit Zündkerze deutlich stärkere Klopfereignisse mit einigen ausnehmend starken Ausreißern beobachtbar. Die gestrichelten Linien markieren die jeweiligen 0,5% Quantile der Klopffspitzen und zeigen somit die Grenze, unter der 99,5% der beobachteten Arbeitsspiele liegen. Mit der Hochfrequenzzündung liegt diese Linie 25 % niedriger als mit der Kerzenzündung.

Ferner ermöglicht die geringere Streuung der Zyklen über dieser Linie eine leichtere Applikation an der Klopfgrenze für das alternative Zündsystem. Teil (b) der Abbildung 8.2 stellt für die gleiche Messung die Verteilung der Kurbelwinkelposition der 5% Umsatzpunkte (H05) mit einem konstanten Zündwinkel (veranschaulicht durch die Blitzsymbole) und die zugehörige Klopffintensität eines jeden Arbeitsspiels dar. Die Streuung der einzelnen Verbrennungen ist für die Kerzenzündung mit $11 ^\circ\text{KW}$ deutlich größer als die bei der HF-Zündung vorliegenden $7 ^\circ\text{KW}$. Demnach muss, um sehr schlecht brennende Zyklen auszugleichen und somit den gleichen Mittelwert zu erreichen, eine frühere Zündung erfolgen. Stochastisch besonders gut brennende Zyklen mit einem kurzen Brennverzug führen dann zu höheren Spitzen-

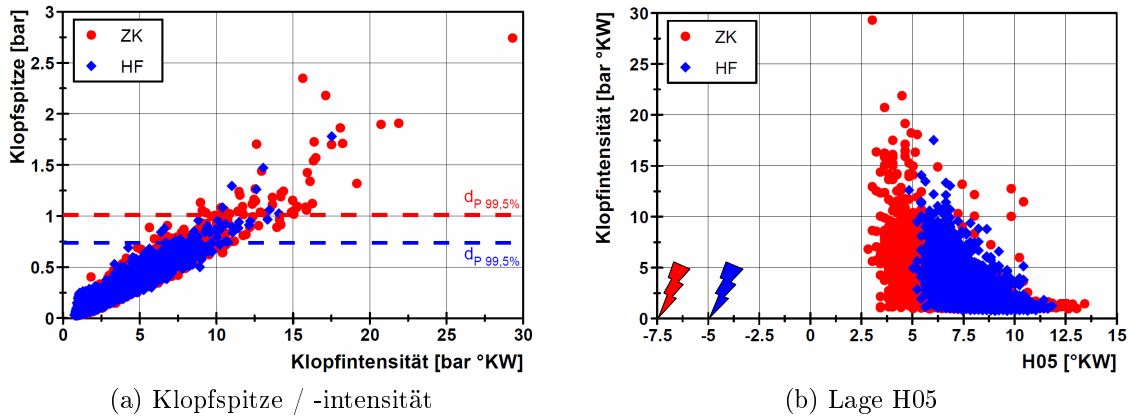


Abbildung 8.2: Statistische Betrachtung der Zündsystemunterschiede im Klopfverhalten; 10000 Arbeitsspiele / 2000 min^{-1} / 15 bar p_{mi} / $\lambda = 1,0$

temperaturen und so zu besonders hohen Klopfereignissen. Somit zeigt sich, dass neben den bereits genannten Einflussfaktoren für den realen Motorbetrieb vor allem zyklische Schwankungen zu Klopfen führen können. Die vergrößerte Einflusszone der HF-Zündung mit mehreren Elektrodenspitzen sorgt für eine reproduzierbare und schnelle Entflammung und ermöglicht so einen sicheren Betrieb näher an der Klopfgrenze.

Übertragen auf die Motorapplikation bedeutet dies, dass eine höhere mittlere Klopffintensität tolerierbar ist, bevor das gleiche subjektive Klopfempfinden vorliegt. Objektiv kann dies durch eine Begrenzung der maximalen KI, also der Zyklen mit dem größten Schädigungspotenzial, gezeigt werden. Bei der im Folgenden behandelten homogenen Abmagerung wurde dieser Wert auf $25 \text{ bar} \cdot ^\circ\text{KW}$ begrenzt. Die dabei durch die HF-Zündung erreichte Verbesserung der Laufruhe (Abbildung 8.3 Teil (a)) spiegelt das bei den statistischen Untersuchungen erklärten Verhalten der größeren Streubreite wieder.

Diagramm (b) macht dabei die Auswirkung auf die mittlere Klopffintensität deutlich, die über den gesamten Variationsbereich für die HF-Zündung höher gewählt werden kann. Gleichzeitig fällt auf, dass diese für beide Zündsysteme hin zu mageren Gemischen gesenkt werden muss. Wegen der im Mageren erschwerten Entflammung ist es nötig, Zündwinkel in Richtung „früh“ zu verschieben, um eine bestimmte Lage des Verbrennungsschwerpunktes zu erreichen. Gleichzeitig steigt bei höheren λ die Streubreite einzelner ASP, was gemeinsam zu sehr starken Klopfereignissen trotz niedrigerer mittlerer Klopffintensität führen kann. Dieser Effekt tritt aufgrund der sowieso größeren Streubreite bei Verwendung der ZK verstärkt auf. Das Resultat

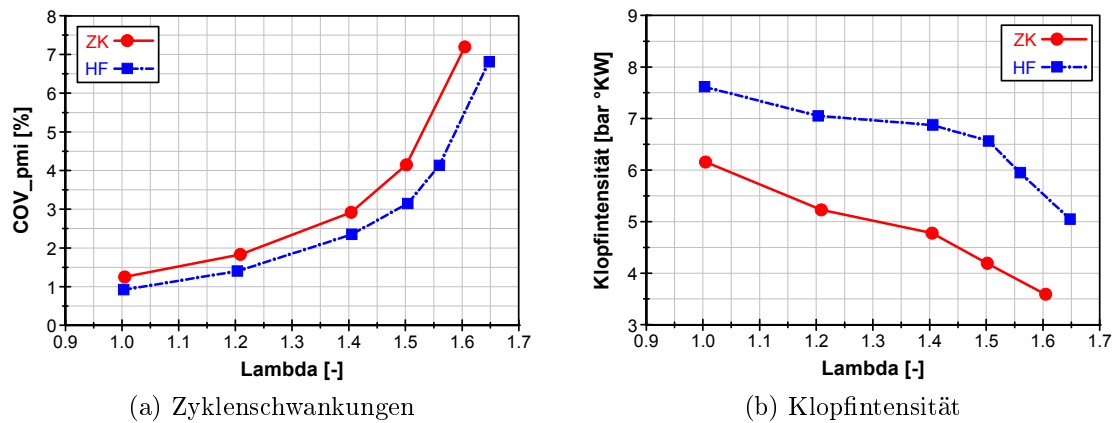


Abbildung 8.3: Zündsystemvergleich: COV und Klopfintensität über Lambda;
2000 min⁻¹ / 14 bar p_{mi} / p_{Kr}: 600 bar

dieses veränderten Klopfverhaltens durch die HF-Zündung ist die Möglichkeit, den Motor mit früheren Verbrennungsschwerpunkten näher am Optimum zu betreiben, wie es Teil (a) der Abbildung 8.4 darstellt. Die Lage der Verbrennung kann dadurch bis $\lambda = 1,4$ um bis zu 2 °KW früher gewählt werden, ehe sich dieser Vorteil bei weiterer Abmagerung sogar noch vergrößert.

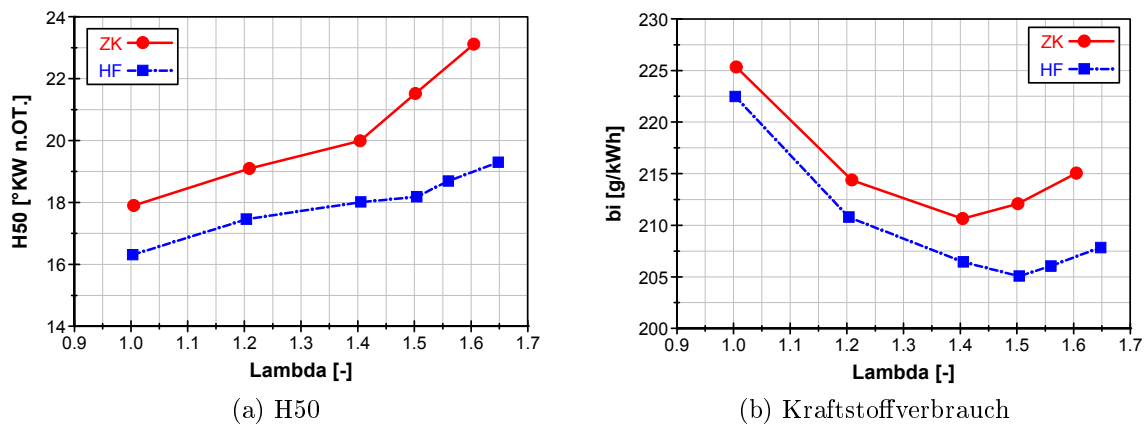


Abbildung 8.4: Zündsystemvergleich: Schwerpunktlage und Kraftstoffverbrauch über Lambda; 2000 min⁻¹ / 14 bar p_{mi} / p_{Kr}: 600 bar

Dementsprechend ist ein ähnlicher Verlauf auch bei dem indizierten spezifischen Kraftstoffverbrauch beobachtbar (Teil (b) Abbildung 8.4). Die sich aus den gezeigten Vorteilen ergebende Möglichkeit einer früheren Schwerpunktlage lässt sich über den ganzen Variationsbereich in Wirkungsgradvorteile umsetzen. Aufgrund der erhöhten Entflammungsstabilität liegt das Verbrauchsminimum mit der Hochfrequenz-

zündung bei einem Luftverhältnis von $\lambda = 1,5$ und um 5 g/kWh tiefer als bei der Kerzenzündung. Generell wird deutlich, dass eine magere Verbrennung auch bei Lasten über der saugmotorischen Vollast zu Vorteilen im Kraftstoffverbrauch führen kann. Beispielsweise ergibt sich für die HF-Zündung durch eine Abmagerung auf $\lambda = 1,5$ ein Vorteil von nahezu 8 %.

Dieser Abschnitt zeigt somit zum einen, dass Magerbrennverfahren auch oberhalb von gedrosselten Kennfeldbereichen großes Potenzial aufweisen und zum anderen, wie sich eine reproduzierbare Entflammung auf das wirkungsgradbegrenzende Phänomen der klopfenden Verbrennung auswirkt. Eine weitere Betrachtung der schon aus den Teillastuntersuchungen bekannten Parameter mit ihrem Einfluss auf Entflammung und Umsatzrate ist somit aus beiden Gründen sinnvoll.

8.2 Einfluss von Einspritzstrategie und Ladungsbewegung

Die positiven Ergebnisse durch die teilgeschichtete Betriebsart in Verbindung mit Ladungsbewegung aus den letzten Kapiteln lassen auch Potenzial in anderen Kennfeldbereichen vermuten. Möglicherweise stellt jedoch in beiden Fällen die durch Aufladung zur Verfügung stehende Luftmasse einen begrenzenden Faktor dar. Denn um die aus dem Teillastkapitel bekannten Luftverhältnisse bei mehr als doppelter Motorlast zu realisieren, muss ein erheblicher Luftmassenstrom bereitgestellt werden. Die Kanaleinlagen zur Erzeugung der erhöhten Tumbleintensität verengen den Kanalquerschnitt um ca. 30 % und bilden eine Drosselstelle, die zusätzlich eine Erhöhung des Ladedrucks erfordert.

Im Folgenden werden die teilgeschichtete Einspritzstrategie und eine erhöhte Ladungsbewegung durch Tumbleeinlagen bei einer Last von 14 bar p_{mi} und 2000 min^{-1} untersucht. Der Verbrennungsschwerpunkt wird wiederum nach den maximal auftretenden Klopfintensitäten eingestellt und befindet sich somit jeweils in möglichst früher Position. Abbildung 8.5 zeigt den Einfluss dieser Parameter auf die relative Standardabweichung (COV). Wie in dem letzten Abschnitt gezeigt wurde, sind die darin abgebildeten Zyklusschwankungen nicht mehr nur ein Maß für die Motorlaufruhe, sondern stehen in engem Zusammenhang mit den maximal auftretenden Klopfspitzen. Somit entscheidet diese Größe durch Einfluss auf die maximal tolerierbare mittlere Klopfintensität über Schwerpunktlage und Wirkungsgrad des Betriebspunktes. In Teil (a) sollen zunächst die beiden Einspritzstrategien bei der Standardkanalform verglichen werden. Im Rückblick auf die Teillastuntersuchungen aus Kapitel 7.2.1 fällt auf, dass nun auch mit Kompressionshubeinspritzung (Strategie B) ein erheblicher Unterschied zwischen den beiden Zündsystemen bestehen

bleibt. Obwohl jeweils die Abmagerungsfähigkeit erhöht werden kann, hat die zweite Einspritzung bei der HF-Zündung noch größeren Einfluss als bei der Zündkerze. Bei hohen Lastpunkten hängt die Entflammung auch mit zusätzlicher Kompressionshubeinspritzung noch zu einem großen Teil vom Zündsystem ab. Denn zum einen wird für einen optimalen Betrieb nicht die Menge der Kompressionshubeinspritzung im selben Maße gesteigert, wie die der Saughubeinspritzung¹, sodass tendenziell mehr homogene als geschichtete Bedingungen vorliegen. Andererseits profitiert die Koronaentladung von anderen Zündbedingungen. Der Druck zum ZZP ist deutlich höher, sodass eine weiter verzweigte Korona höherer Energiedichte ohne Durchbrüche erzeugt werden kann [98]. Beispielsweise ist der Druck zum Zündzeitpunkt bei $\lambda = 1,5$ mit 30 bar ca. 60 % höher als im untersuchten Teillastpunkt ($2000 \text{ min}^{-1} / 6 \text{ bar } p_{\text{mi}}$).

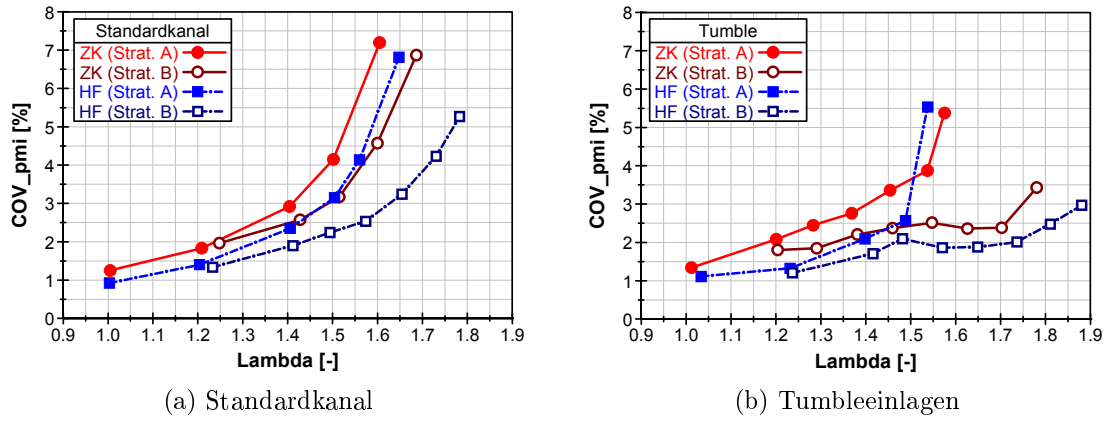


Abbildung 8.5: Zündsystemvergleich: COV über Lambda mit unterschiedlicher Ladungsbewegung; $2000 \text{ min}^{-1} / 14 \text{ bar } p_{\text{mi}} / p_{\text{Kr}}: 600 \text{ bar}$

Teil (b) der Abbildung zeigt zum direkten Vergleich dasselbe Diagramm für den mit den Tumbleeinlagen modifizierten Kanal. Auch mit erhöhter Strömungsintensität bleibt aus den oben genannten Gründen der Vorteil der HF-Zündung erhalten. Sogar im rein homogenen Betrieb scheint das alternative Zündsystem eine deutlich geringere Anfälligkeit auf Ladungsbewegung zu haben, als dies im niedrigen Lastbereich der Fall ist. Dies ist zusätzlich zur stärkeren Korona darin begründet, dass die Zündzeitpunkte später² liegen. Durch den dann bereits fortgeschrittenen Turbulenzzerfall sind weniger Anteile an großskaligen Wirbelstrukturen \bar{U} , auf die das kalte Plasma besonders empfindlich reagiert, vorhanden. Ab $\lambda = 1,5$ und somit etwas früher als bei der Zündkerze erfolgt dennoch ein deutlicher Einbruch der Laufruhe.

¹Eine Steigerung im selben Maße würde zu einer sehr fetten Gemischzone außerhalb der Zündgrenzen oder zu überdurchschnittlich hohen Partikelemissionen führen.

²zwischen 5 und 8 °KW

Erneut stellt die Kombination der alternativen Einspritzstrategie in Verbindung mit erhöhter Ladungsbewegung das Optimum bezüglich der Abmagerungsfähigkeit dar. Die wegen der Kompressionshubeinspritzung geringen Zyklusschwankungen bei der Entflammung und die Unterstützung des Ausbrandes durch die erhöhte Turbulenz erlangen an hohen Lastpunkten noch größere Bedeutung. Mit dieser Einspritzstrategie bleibt der COV über einen weiten Bereich konstant und steigt erst bei Luftverhältnissen jenseits von $\lambda = 1,7$ leicht an. Die HF-Zündung weist wiederum große Vorteile auf, sodass der COV bei $\lambda = 1,9$ immer noch unterhalb von 3% liegt.

Aus Abbildung 8.6 geht hervor, dass Vorteile bezüglich der Laufruhe stark an die realisierbare Schwerpunktlage der Verbrennung gekoppelt sind. In Teil (a) der Abbildung ist diese für die Standardkanalkonfiguration dargestellt. Während die Lage der Verbrennung bei rein homogenem Betrieb aufgrund zu stark klopfender Zyklen in Richtung spät verschoben werden muss, kann sie bei der alternativen Einspritzstrategie durch die reproduzierbare, vom globalen Luftverhältnis nahezu unabhängige Entflammung bereits konstant gehalten werden. Der rechte Abbildungsteil zeigt wiederum dieselben Verläufe für die Kanalkonfiguration mit Tumbleeinlagen. Das Diagramm macht deutlich, weshalb in diesem Fall mit der alternativen Einspritzstrategie die Zyklusschwankungen über den kompletten Variationsbereich nahezu konstant bleiben. Mit Erhöhung des Luftverhältnisses ist zu beobachten, dass immer frühere Schwerpunktlagen möglich werden. Ähnlich wie bei den Teillastuntersuchungen (vgl. Kapitel 7.2.3) hat dies vor allem bei dieser Betriebsart positive Auswirkungen auf die Brenndauer, weshalb die Reduktion der Laufruhe durch fortschreitende Abmagerung ausgeglichen werden kann. Dadurch ergibt sich der in Abbildung 8.5 (b) gezeigte, weitestgehend konstante Verlauf. Die Entflammungsvorteile des alternativen Zündsystems können hier zusätzlich genutzt werden, sodass hiermit noch um bis zu 5 °KW frühere Lagen des 50 % Umsatzpunktes als bei der Zündkerze möglich werden. Bei $\lambda = 1,9$ kann somit der Motor mit einem Verbrennungsschwerpunkt von 11 °KW n.OT nahe am Optimum betrieben werden.

Dass in der teilgeschichteten Betriebsart mit weiterer Ladungsverdünnung Klopfen reduziert werden kann, steht entgegen den Erkenntnissen bei rein homogener Ladung, wo statistische Schwankungen in der Entflammung zusammen mit dem langen Ausbrand Klopfreaktionen eher fördern. Wie Grandin und Angstrom [40] jedoch erklären, kann die heterogene Ladungsverteilung helfen, Klopfen zu vermeiden. Dies ist in zwei Effekten begründet. Zum einen besitzt das verdünnte Endgas eine große Wärmekapazität, sodass dort Temperaturen gesenkt werden und so die nötige Aktivierungsenergie für Klopfreaktionen seltener erreicht wird. Zusätzlich sind die Geschwindigkeiten dieser Reaktionen aufgrund der Ladungsverdünnung deutlich langsamer. In Verbindung mit der raschen, reproduzierbaren Entflammung durch die Kompressionshubeinspritzung kann Klopfen so effektiv verhindert werden.

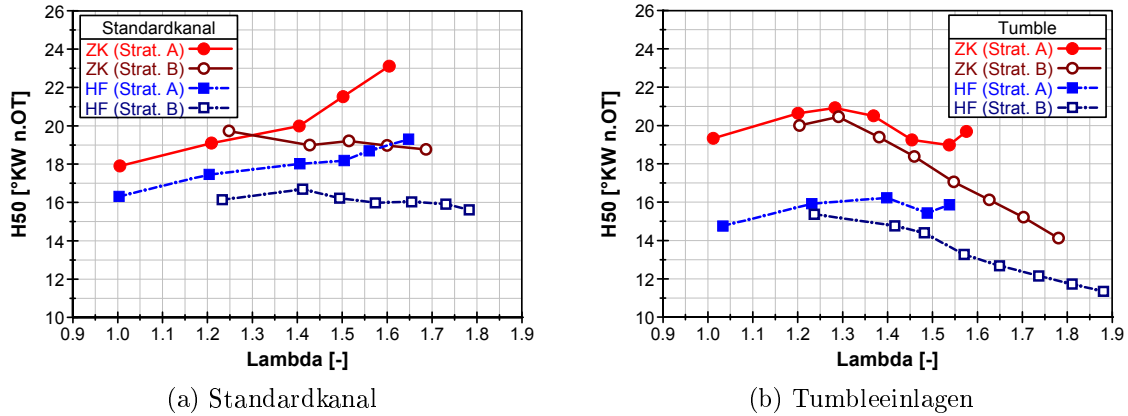


Abbildung 8.6: Zündsystemvergleich: H50 über Lambda mit unterschiedlicher Ladungsbewegung; 2000 min^{-1} / 14 bar p_{mi} / p_{Kr} : 600 bar

Wie bereits gezeigt, wirkt sich jedoch nicht nur die Einspritzstrategie, sondern auch zusätzliche Ladungsbewegung vorteilhaft aus. Besonders bei teilgeschichtetem Betrieb profitiert die zweite Verbrennungshälfte erneut von der Unterstützung durch die zusätzliche Turbulenzintensität. Abbildung 8.7 (a) verdeutlicht die Auswirkungen der Ladungsbewegung anhand der Umsatzdauer von 50 % bis 90 % bei der alternativen Einspritzstrategie. Zusätzlich dazu, dass die Brenndauer mit verstärktem Tumble auf einem niedrigeren Niveau liegt, kann sie durch die oben gezeigte Möglichkeit der immer früheren Schwerpunktlage bei weiterer Abmagerung nahezu konstant gehalten werden. Beispielsweise für die HF-Zündung bedeutet dies Vorteile von bis zu 7 °KW allein in der zweiten Hälfte der Verbrennung. Bei der Zündkerze ist der Unterschied sogar noch größer. Generell können mit dem Koronazündsystem kürzere Brenndauern verzeichnet werden. Wie bei den Teillastuntersuchungen bewirken frühere Schwerpunktlagen eine Verkürzung des Ausbrandes. Durch die Klopfbegrenzung können diese bei höherer Last jedoch nur mit der Koronazündung erreicht werden.

Diese Vorteile der Verbrennungslage und Brenndauer wirken sich direkt auf den Wirkungsgrad aus und bestimmen, in Abhängigkeit des Luftverhältnisses, die für eine Last benötigte Luftmasse und somit den Ladedruck. Abbildung 8.7 (b) soll dies durch den Saugrohrdruck für die alternative Einspritzstrategie mit und ohne Kanaleinbauten aufzeigen. Zwar geht mit dem verengten Kanal ein erhöhter Strömungswiderstand einher, jedoch führt dieser nicht im selben Maß zur Erhöhung des benötigten Saugrohrdrucks, da mit verbesserten Wirkungsgrad eine geringere Luftmasse benötigt wird. Bei der HF-Zündung sind die Vorteile so groß, dass der

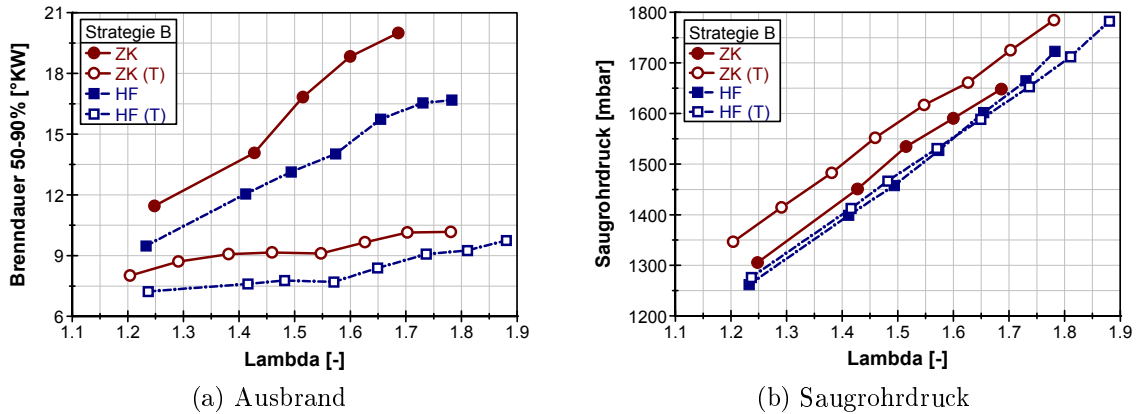
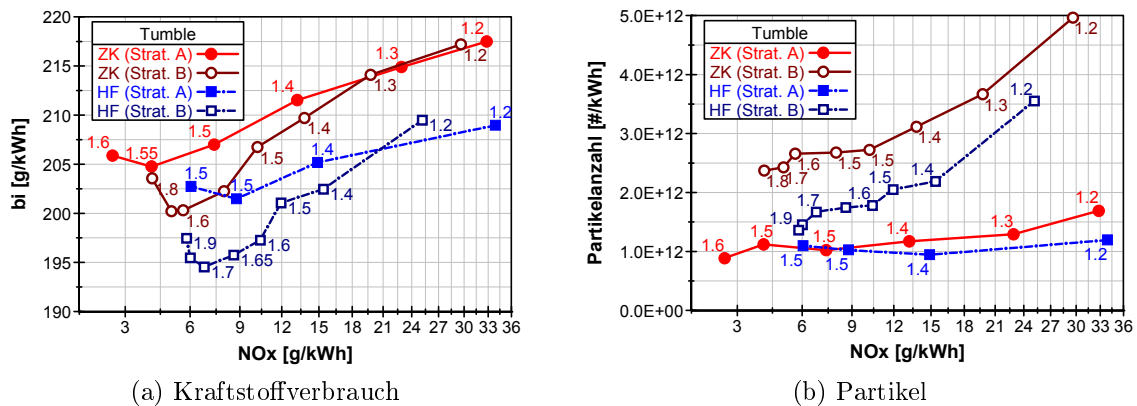


Abbildung 8.7: Ausbrand und erforderlicher Saugrohrdruck über Lambda mit unterschiedlicher Ladungsbewegung; 2000 min^{-1} / $14 \text{ bar } p_{\text{mi}}$ / p_{Kr} : 600 bar

Strömungswiderstand sogar kompensiert wird und zum Erreichen des Lastpunktes kein erhöhter Ladedruck erforderlich ist.

Anhand der Zielgrößen sollen die beiden Einspritzstrategien abschließend bewertet werden. Bezüglich des Kraftstoffverbrauchs geht aus dem linken Teil von Abbildung 8.8 ein klares Bild hervor. Durch die alternative Einspritzstrategie können große Verbrauchsverbesserungen erzielt werden. Vor allem in Verbindung mit der Hochfrequenzzündung, die sich bei den Untersuchungen in der hohen Teillast als durchweg positiv erwiesen hat, werden noch größere Wirkungsgradvorteile erreicht. Grund hierfür ist die reproduzierbare Zündung, die einzelne Arbeitsspiele mit hohen Klopfintensitäten verhindert und somit deutlich frühere Schwerpunktlagen ermöglicht, was sich wegen der zusätzlich verkürzten Brenndauer zweifach positiv auswirkt. So beträgt der Kraftstoffverbrauch am absoluten Bestpunkt 195 g/kWh und liegt gegenüber dem in Abbildung 8.4 (b) verzeichneten Wert von 225 g/kWh für den stöchiometrischen Betrieb mit Serienzündsystem 13% tiefer.

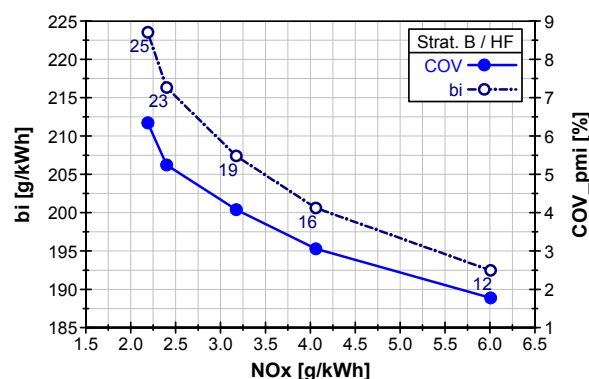
Diagramm (b) der Abbildung zeigt die bei der Last von $14 \text{ bar } p_{\text{mi}}$ erreichbaren Partikelwerte. Bei niedrigen Luftverhältnissen von $\lambda = 1,2$ beträgt die Partikelanzahl mit der zusätzlichen Einspritzung teilweise das dreifache gegenüber der konventionellen Abmagerung. Wiederum kann jedoch durch eine fortschreitende Abmagerung der Wert der emittierten Partikel drastisch gesenkt werden, sodass ein deutlich besserer Wert als bei stöchiometrischem Betrieb ($9.5 \times 10^{12} \text{ 1/kWh}$) möglich ist. Bemerkenswert ist, dass mit der HF-Zündung bei dieser Last ein geringerer Wert erzielt werden kann. Grund hierfür sind die höheren Temperaturen durch die frühere Verbrennung, was eine Rückoxidation begünstigt. Diese Temperaturen sind auch



Abbildungung 8.8: Zündsystemvergleich: H50 über Lambda mit unterschiedlicher Ladungsbewegung; 2000 min^{-1} / 14 bar p_{mi} / p_{Kr} : 600 bar

dafür verantwortlich, dass die Partikelanzahl im Vergleich zur Teillast trotz größerer Einspritzmengen geringer ausfällt. So beträgt bei $\lambda = 1,6$ die Partikelanzahl in der Teillast (vgl. Kapitel 7.4) $6.8 \times 10^{12} \text{ 1/kWh}$ während am vorliegenden Lastpunkt die Anzahl der Rußpartikel unter $2.0 \times 10^{12} \text{ 1/kWh}$ liegt.

Seitens der Stickoxidemissionen weist die Hochfrequenzzündung vor allem wegen den früheren Schwerpunktlagen größere Werte auf als das Serienzündsystem. Die auftretenden Temperaturen sind dann höher, was mit dem gemessenen Emissionsanstieg verbunden ist. Aufgrund der guten Laufruhewerte ist es prinzipiell möglich, auf Kosten des Wirkungsgrades spätere Schwerpunktlagen zu applizieren und so die Temperaturen zu reduzieren. In Abbildung 8.9 ist dies durch die Größen COV und Kraftstoffverbrauch über NOx für verschiedene Schwerpunktlagen (Markerbeschriftungen) aufgetragen. Dadurch können sogar bei hohen Lasten Stickoxidwerte von unter 2.5 g/kWh innerhalb der geforderten Laufruhegrenze erreicht werden.



Abbildungung 8.9: H50 Variation; 2000 min^{-1} / 14 bar p_{mi} / $\lambda = 1,9$

Hinsichtlich der Einspritzstrategien geht aus diesem Kapitel hervor, dass aus den genannten Gründen mit einer zweiten Einspritzung zwar deutlich bessere Kraftstoffverbräuche erzielt werden können, aber im rein homogenen Betrieb bereits bei geringeren Luftmassen und deswegen niedrigeren Ladedrücken ein besseres Emissionsverhalten zu beobachten ist. Je nach vorhandenem Aufladesystem und Anforderungen an die Dynamik kann sich die eine oder die andere Abmagerungsstrategie als günstiger erweisen.

Unter Verwendung der in dieser Arbeit untersuchten Komponenten ist es möglich, für Betriebspunkte deutlich oberhalb der saugmotorischen Volllast einen mageren Motorbetrieb zu ermöglichen, bei dem alle Zielgrößen gleichzeitig minimale Werte erreichen. Denn zusätzlich zur Senkung von Stickoxiden und Partikelemissionen kann die Klopfneigung deutlich reduziert werden. Das hier gezeigte Magerbrennverfahren weist somit nicht nur die in Kapitel 2.1 erklärten Verbrauchsvorteile auf, sondern ermöglicht durch eine reproduzierbare Entflammung und reduzierte Endgastemperaturen zusätzliche Wirkungsgradverbesserungen durch deutlich verbesserte Schwerpunktlagen.

9 Zusammenfassung

Ottomotorische Magerbrennverfahren können einen erheblichen Beitrag zur Senkung des CO_2 -Ausstoßes zukünftiger Antriebskonzepte leisten, da durch den Betrieb mit Luftüberschuss die Ladungswechselverluste gesenkt und die Stoffeigenschaften des Arbeitsgases verbessert werden. Gleichzeitig ist bei homogenen Magerbrennverfahren durch Oxidationsprozesse mit überschüssigem Sauerstoff eine Reduzierung der Partikelemissionen möglich. Zur Umsetzung dieser Verfahren ist es jedoch erforderlich, minimale NO_x -Emissionen zu produzieren, damit Systeme zur Abgasnachbehandlung möglichst wenig belastet werden. Große Abmagerungsraten senken Stickoxide aufgrund geringerer Brennraumtemperaturen, führen aber zu einer zunehmend instabilen Entflammung und Verbrennung.

Um dem entgegenzuwirken und eine effiziente sowie robuste Verbrennung auch bei extremen Verdünnungsraten zu erhalten, wurden im Zuge dieser Arbeit die Einflüsse von Direkteinspritzung, Hochfrequenzzündung sowie Ladungsbewegung bei homogener Abmagerung, einzeln und in Kombination, untersucht. Durch eine Hochdruckeinspritzung sind Systemdrücke bis 1000 bar und variable Einspritzstrategien realisierbar. Eine Hochfrequenzzündung ermöglicht die Verbesserung des Zündprozesses durch eine großvolumige Koronaentladung. Über Kanaleinlagen veränderte Einströmbedingungen zeigen den Einfluss intensivierter Ladungsbewegung und ihre Wechselwirkung mit den Parametern Einspritzung und Zündung.

Am Betriebspunkt $n=2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 6 \text{ bar}$ wird mit der Strategie einer rein homogenen Abmagerung die Auswirkung der Entflammungsgüte und des daraus resultierenden Brennverzuges deutlich. Das Hochfrequenzzündsystem ermöglicht eine stabile Entflammung mit verkürztem Brennverzug und deswegen signifikant höhere Abmagerungsraten.

Wird der Kraftstoffdruck gesteigert, kann bei beiden Zündsystemen eine Verschlechterung der Entflammungsbedingungen beobachtet werden. Die höhere kinetische Energie aus dem Einspritzvorgang führt in der anschließenden Kompression zu stärkerer Turbulenz, welche die Zündung erschwert. Nach einer erfolgreichen Entflammung wirkt sich dieses Plus an Ladungsbewegung jedoch beschleunigend auf die Umsatzrate aus, was mit einem verbesserten Kraftstoffverbrauch einhergeht. Neben

diesen Vorteilen kann durch einen erhöhten Einspritzdruck vor allem eine Reduktion der Partikelemissionen festgestellt werden. Zusammen mit dem Sauerstoffüberschuss durch Abmagerung ist eine Senkung der Partikelanzahl von über 90 % möglich. Ein Großteil der Emissionsreduktion findet bereits bei einer Druckerhöhung von 200 bar auf 600 bar statt. Somit gilt eine Steigerung auf mittlere Drücke für die vorliegende Konfiguration als bester Kompromiss aus Emissionsreduktion, Verbrennungsstabilität und zusätzlicher Arbeit zur Druckerzeugung.

Im qualitativen Vergleich der Zündsysteme erweist sich die Koronaentladung während der Entflammungsphase als anfälliger auf erhöhte Ladungsbewegung. Zwar entsteht hiermit ein großer Flammenkern, der jedoch wegen des kalten Plasmas der Koronaentladung eine geringe Energiedichte besitzt. Allem Anschein nach vermögen dann aufgrund seiner räumlichen Ausdehnung energiereichere Wirbel größerer Längenskalen in den Flammenkern einzudringen und ihn zu strecken, also durch zu schnelles Oberflächenwachstum die spezifische Energie weiter zu senken.

Bei einer weiteren Intensivierung der Zylinderinnenströmung durch extern generierte Ladungsbewegung kann ein noch extremeres Verhalten beobachtet werden. Während die Entflammung durch die Zündkerze, wegen des aus der Literatur bekannten „*Flammenhaltereffekts*“, begünstigt wird, schrumpft der Vorteil der HF-Zündung gegenüber der Funkenzündung. Die intensive Strömung sorgt für „*Stremerverwehungen*“ und schwächt das kalte Plasma zusätzlich. Unter Verwendung dieser Ergebnisse konnte erstmals der Einfluss verschiedener Strömungsstrukturen auf das Entflammungsverhalten der Koronazündung beschrieben werden. Trotz dieser Zusammenhänge weist die Hochfrequenzzündung in keinem der untersuchten Fälle schlechtere Abmagerungsraten als das Funkenzündsystem auf.

Durch die extern generierte Ladungsbewegung konnte ein weiteres Phänomen in Verbindung mit hohen Abmagerungsraten beobachtet werden. Trotz eines erheblich schnelleren Massenumsatzes und dementsprechend höheren Temperaturen, wurden ab ca. $\lambda = 1,4$ geringere NO_x -Emissionen erreicht als ohne zusätzliche Ladungsbewegungsmaßnahme. Die gesteigerte Innenströmung fördert durch turbulente Vermischung zum einen den Wärmeübergang zwischen der Zone des Verbrannten und dem Endgas und sorgt zum anderen für einen verbesserten Temperatúrausgleich hinter der Flammenfront. Bei genügend großem Luftüberschuss können so die Temperaturspitzen im verbrannten Gas weit genug abgesenkt werden, so dass die langsamen Reaktionen zur Stickoxidbildung in vielen Bereichen nicht mehr ablaufen können.

Zur Umsetzung eines homogenen Magerverfahrens mit Zündeinspritzung wurden grundlegende Untersuchungen der geschichteten Betriebsart durchgeführt. Dabei wurde deutlich, dass das Hochfrequenzzündsystem, vor allem bei langen Pausen

zwischen Einspritzung und Zündung, große Robustheitsvorteile aufweist. Das große Zündvolumen der Koronaentladung gleicht hier statistische Schwankungen der Gemischverteilung aus. Andererseits hat dieses Zündsystem durch das kalte Plasma mit geringer Energiedichte im Gegensatz zur Zündkerze Schwierigkeiten, noch flüssigen Kraftstoff bei geringen Abständen von Einspritzung und Zündung zu verdampfen und zu entflammen.

Durch Übertragung dieser Erkenntnisse auf den homogenen Betrieb ist es möglich, mit einer richtig positionierten Minimalmengeneinspritzung sehr magere Gemische zu zünden. Die lokal am Zündort erhöhte laminare Brenngeschwindigkeit hält den Brennverzug bis zu sehr hohen Abmagerungsraten nahezu konstant. Das magere Gemisch wird dann hauptsächlich durch die entflammte Sekundäreinspritzung gezündet, weswegen bei richtiger Applikation der Einfluss des Zündsystems gering wird. Bei diesem Verfahren wird der Ausbrand durch das sehr magere Grundgemisch verlängert, sodass die Entflammungsvorteile nicht unmittelbar in verbesserte Zielgrößen umgesetzt werden können. Mittels früherer Verbrennungslagen und erhöhter Ladungsbewegung ist es jedoch möglich, die zweite Verbrennungshälfte zu unterstützen. So kann zusätzlich zur robusten Entflammung eine effektive Verbrennung bis hin zu Abmagerungsraten von $\lambda = 2,5$ bewahrt werden. Am untersuchten Teillastpunkt $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 6 \text{ bar}$ können mit dieser Strategie bei geringsten Partikelemissionen und Stickoxidemissionen kleiner als 1 g/kWh , indizierte Kraftstoffverbräuche von 206 g/kWh realisiert werden. Bis zu einer Last von 10 bar p_{mi} ist es so möglich, bei immer besseren Kraftstoffverbräuchen, unter dieser Stickoxidgrenze zu bleiben.

Bei noch höheren Lasten wird der Wirkungsgrad des Ottomotors durch Klopfphänomene begrenzt. Hier zeigt die Hochfrequenzzündung weitere Vorteile, da es möglich ist, durch eine reproduzierbare Entflammung die Anzahl starker Klopfereignisse zu minimieren. Die Folge ist ein höherer thermischer Wirkungsgrad bereits unter stöchiometrischen Bedingungen und die Möglichkeit, auch bei diesen hohen Lasten durch Abmagerung den Kraftstoffverbrauch deutlich zu senken. Selbst die Vorteile einer erhöhten Tumbleintensität können hier mit der Hochfrequenzzündung, wegen einer weitaus geringeren Anfälligkeit auf eine intensivierte Zylinderinnenströmung, voll ausgenutzt werden. Dies ist möglich, da höhere Zünddrücke die Applikation einer deutlich größeren Energiedichte in der Korona erlauben. Unter Verwendung der teilgeschichteten Einspritzstrategie können diese Vorteile weiter ausgebaut werden. Die zusätzliche Einspritzung führt zu einer noch reproduzierbareren Entflammung, die sich unter den hier möglichen Abmagerungsraten vor allem in der zweiten Verbrennungshälfte in eine kälter brennende Flamme entwickelt. Klopfreaktionen treten dann seltener auf und können wegen geringerer Temperaturen unterbunden werden.

Die Möglichkeit der Applikation deutlich früherer Schwerpunktlagen, kombiniert mit den Effekten des schnelleren Massenumsatzes durch erhöhte Ladungsbewegung ermöglichen am Lastpunkt 2000 min^{-1} und 14 bar p_{mi} Kraftstoffverbräuche unter 200 g/kWh bei sehr guten Stickoxidwerten und noch geringeren Partikelemissionen als in der Teillast.

In dieser Arbeit konnte gezeigt werden, dass der Einsatz von Hochfrequenzzündung mit Koronaentladung und eine Hochdruckeinspritzung homogene Magerstrategien nahezu im gesamten Kennfeld ermöglicht. In Verbindung mit einer Zündeinspritzung und intensivierter Ladungsbewegung entsteht eine robuste Verbrennung hochverdünnter Gemische, welche die für zukünftige Verbrennungsmotoren entscheidenden Zielgrößen (Kraftstoffverbrauch, Partikelemissionen und Stickoxide) gleichzeitig verbessert.

Anhang

A.1 Grundlegender Aufbau und Funktion der Zündsysteme

A.1.1 Spulenzündung

Das Bauteil Zündspule besteht hauptsächlich aus zwei gekoppelten Spulen. Durch das Anlegen einer elektrischen Spannung an der Primärspule wird ein Magnetfeld aufgebaut. Mit der Unterbrechung des Primärkreises ändert sich die magnetische Flussdichte schlagartig. In der Sekundärspule wird durch die Veränderung dieses Magnetfeldes eine Spannung induziert, die proportional zu dem Differential des Magnetfeldes ist. Des Weiteren ist die induzierte Spannung vom Verhältnis der Wicklungen der beiden Spulen abhängig. Die so erzeugten, hohen Potenziale werden durch ein heißes Plasma in der Funkenstrecke der Zündkerze entladen. Der Aufbau eines solchen Systems ist der Abbildung A.1 zu entnehmen.

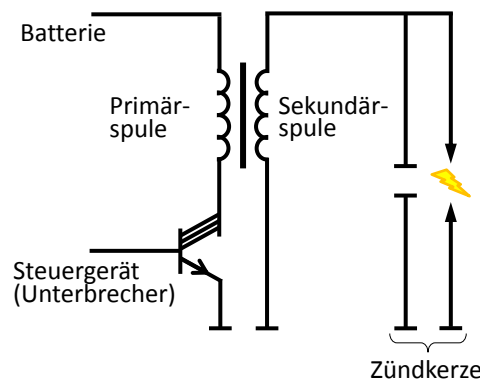


Abbildung A.1: Schematischer Aufbau Spulenzündanlage - Zündfunke

Die für einen Funkendurchbruch nötigen Spannungen können je nach Betriebspunkt bis zu 30 kV betragen (siehe Paschengesetz in Kapitel 2.2.1). Stellt sich ein heißes Plasma ein, so kann die Entladung der diskreten, in der Spule gespeicherten, Energie in drei Phasen unterteilt werden [8], [7], [53], [96]. Bis zur *Durchbruchphase* steigt die Spannung an der Zündkerze zunächst steil an, worauf erste Ladungsträger

die gegenüberliegende Elektrode erreichen. Danach erfolgt der Durchbruch schlagartig innerhalb von Nanosekunden. In diesem leitfähigen Kanal steigt der Stromfluss stark an und bei Temperaturen bis zu 60 000 K kommt es zur vollständigen Dissoziation der Atome und Moleküle.

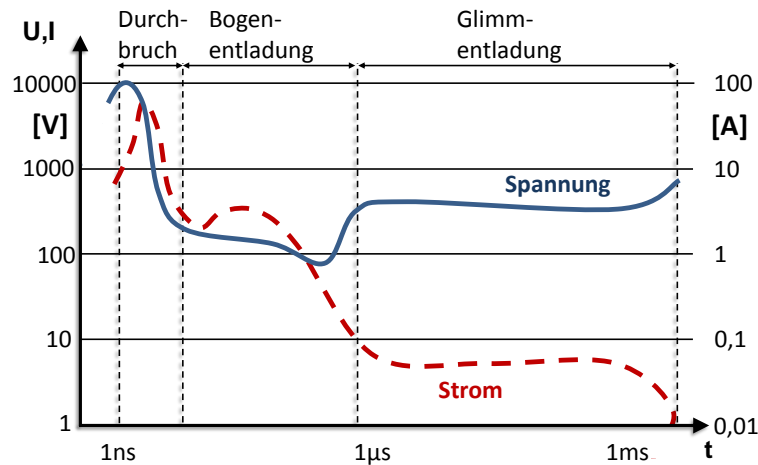


Abbildung A.2: Verlauf von Spannung und Strom während der Zündfunkenentladung

In der *Bogenphase* ist die Spannung deutlich geringer und der Stromfluss wird durch die hochspannungsseitigen Kapazitäten bestimmt. Unter Temperaturen von 6000 K expandiert das Plasma und die exothermen Reaktionen des Entflammungsprozesses beginnen. In dieser Phase tritt aufgrund der thermischen Belastung ein hoher Verschleiß der Elektroden durch Korrosion und Funkenerosion auf, weshalb in regelmäßigen Abständen Zündkerzen getauscht werden müssen. Bei deutlich niedrigeren Strömen beginnt die *Glimmphase* bei der die Spule sich bis zum Abreißen des Plasmakanals entlädt. Die Verläufe von Spannung und Strom während der Entladung sind in Abbildung A.2 nach [51], [8], [106] aufgezeichnet.

A.1.2 Hochfrequenzzündung

Die prinzipielle Funktionsweise dieses Zündsystems beruht auf der Grundlage eines Tesla Transformators. Dabei werden zwei elektrische Schwingkreise gleicher Resonanzfrequenz lose gekoppelt. Das Ziel des Aufbaus ist eine überproportionale Spannungsüberhöhung im Sekundärkreis um die für Koronaentladungen notwendigen Feldstärken zu erlangen. In einem Ersatzschaltbild ist ein stark vereinfachter Aufbau mit den Besonderheiten des vorliegenden Systems in Abbildung A.3 dargestellt.

Über einen Oszillator ist es möglich im Steuergerät einen elektrischen Schwingkreis mit veränderlichen Komponenten zu realisieren. Damit kann das System auf sich

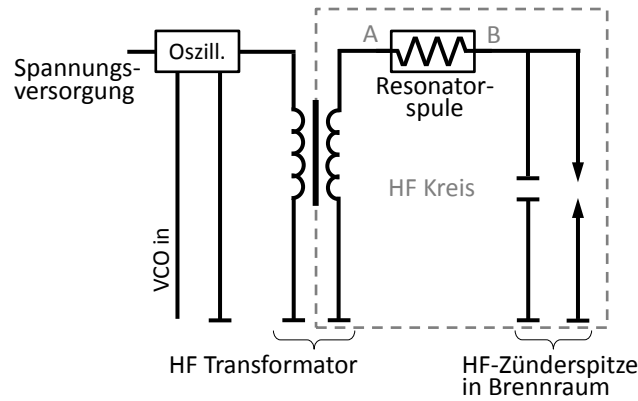


Abbildung A.3: Schematischer Aufbau Hochfrequenzzündung

ändernde Randbedingungen des Sekundärkreises angepasst werden. Im Oszillator wird aus einer Gleichspannung ein Hochfrequenzsignal erzeugt, wobei die ausgegebene Frequenz durch spannungsgesteuerte Bauteile verändert werden (Voltage Controlled Oscillator (VCO)) kann. Mit dieser hochfrequenten Wechselspannung kann nach einer Spannungserhöhung im Hochfrequenztransformator der sekundäre elektrische Schwingkreis angeregt werden. Im Hochfrequenzkreis wird neben der Spule des Transformators mindestens eine weitere Induktivität¹ eingesetzt um eine weitere Spannungsüberhöhung zu erreichen. Im vorliegenden System beträgt das Übersetzungsverhältnis der beiden Spulen im Hochfrequenzkreis 100, sodass die Spannung von Punkt A zu Punkt B beispielsweise von 5 kV auf 500 kV erhöht werden kann. Dabei überwacht und beschränkt das Steuergerät durch Regelung der Spannungsversorgung die Hochspannung am Zünder und soll so verhindern, dass ein Funken durchbruch eintritt. Im elektrischen Ersatzschaltbild wird der Zünder im Brennräum als Kondensator mit parallelgeschalteter Funkenstrecke (für den Fall des Funken durchbruchs) betrachtet. Dieser bildet zusammen mit den weiteren Kapazitäten der Schaltung die Kapazität des elektrischen Schwingkreises.

Die Resonanzfrequenz eines solchen Schwingkreises lässt sich über die einzelnen Spannungen herleiten. Für die Spannung im Stromkreis kann nach der Kirchhoffschen Maschenregel die Gleichung A.1 aufgestellt werden².

$$U_{ges} = U_C + U_L + U_R = 0 \quad (A.1)$$

Mit dem Ohmschen Gesetz und durch Ersetzen der Ströme durch das Differential der Ladung kann daraus Gleichung A.2 hergeleitet werden.

¹Die hier zwangsläufig auftretenden Kapazitäten wurden im Schaltbild vernachlässigt.

²Die Ohmschen Widerstände, die in den Bauteilen (vor allem in der Spule) auftreten, werden in dieser Betrachtung vernachlässigt.

$$L \times Q'' + R \times Q' + \frac{1}{C} \times Q = 0 \quad (\text{A.2})$$

Setzt man in die Gleichung den komplexen Ansatz für die Ladung ($Q = Q_0 \cdot e^{j\omega t}$) ein, erhält man aus der Differentialgleichung durch Umformen eine quadratische Gleichung mit einer reellen Lösung für die Eigenfrequenz ω (Gleichung A.3).

$$\omega = \sqrt{\frac{1}{LC} - \frac{R^2}{4L^2}} \quad (\text{A.3})$$

Die Eigenfrequenz wird nach Gleichung A.3 durch die Kapazität des Brennraumes, die Induktivität der Spule sowie auftretende Widerständen beeinflusst. Die Anpassung und Regelung dieser Frequenz wird im Oszillator übernommen, um eine möglichst hohe Resonanzüberhöhung der Spannung zu erreichen. Hampe et al. [41] konnten bei optischen Untersuchungen beobachten, dass die Koronaentladung über der Entladungsdauer schrumpfen kann. Eine Erwärmung der Spule bewirkt einen Anstieg des Widerstandes, der mit einer Änderung der Resonanzfrequenz einhergeht.

A.2 Daten Einzylindermotor und Messtechnik

Dieser Abschnitt zeigt den Versuchsaufbau des Einzylinders sowie die verwendete Messtechnik anhand einer Tabelle.

A.2.1 Messstellenplan

Dem folgenden Messstellenplan ist die Anzahl und Positionierung der zur Analyse und Bewertung herangezogenen Messgrößen zu entnehmen. Als Belastungseinheit kommt darüber hinaus eine Asynchronmaschine der Firma Elin zum Einsatz.

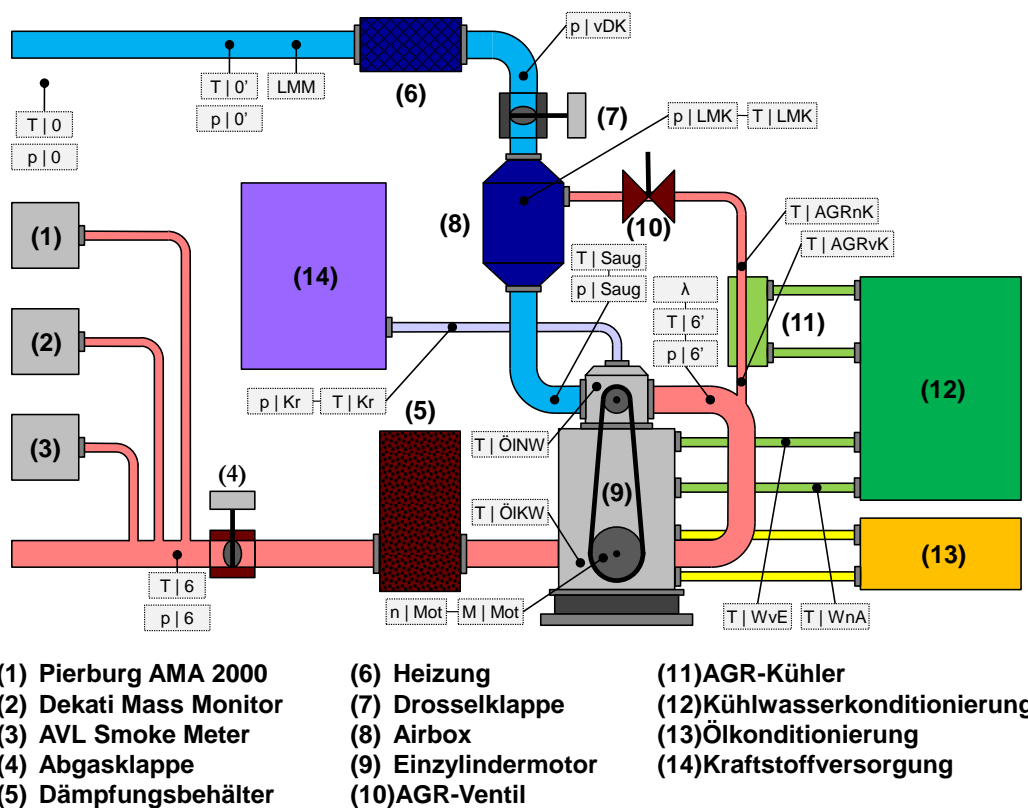


Abbildung A.4: Messstellenplan Einzylindermotor

A.2.2 Datenblatt Messtechnik

Die folgende Tabelle listet die zur Prüfstandssteuerung und Messwerterfassung verwendeten Komponenten auf. Sowohl die Indiziermesstechnik, als auch die Motorsteuerung kommunizieren über Schnittstellen mit der zentralen Messwerterfassung. Genauso ist diese mit jedem Messgerät verbunden, sodass ein automatisierter Messablauf möglich wird. Die gesamte Messdauer pro Messpunkt beträgt 100 s, wobei 40 s ausschließlich zur Stabilisierung des Messpunktes dienen. Somit werden alle skalaren Messgrößen über 60 s mit einer Frequenz von 25 Hz aufgezeichnet. Die indizierte Aufzeichnung von Druck-, Einspritz- und Zündverläufen erfolgt separat über mindestens 100 ASP gemittelt. Zur Bewertung der Betriebsstabilität des Schichtbrennverfahrens werden aus Statistikgründen 1800 ASP aufgezeichnet.

Tabelle A.1: Datenblatt Messtechnik

Kategorie	Apparatur	Modell
Indiziermesstechnik	Indizierrechner	FEV CAS
	Hochdrucksensor	Kistler 6061B
	Niederdrucksensor	Kistler 4005B
		Kistler 4075
	Signalaufbereitung	Kistler SCP2852A
	Ladungsverstärker	Kistler 5064A
	piezoresistiver Verstärker	Kistler 4663
	Temperiergerät	Kistler 2621
Messwerterfassung	Aufzeichnungseinheit	K&S
	Messprogramm	K&S Tornado
Abgasmessung	Abgasmessanlage	Pierburg AMA 2000
Partikelmessung	Partikelzähler	Dekati DMM 230-A
Verbrauchsmessung	Kraftstoffwaage	AVL 733s
Motorsteuerung	Motorsteuergerät	Bosch MED17
	Kommunikationssoftware	ETAS INCA

A.3 Sprayabgleich für numerische Simulation

Zur Validierung der 3D-CFD Simulation wurde die Simulation des Einspritzstrahls separat durchgeführt und mit Messungen aus der Einspritzkammer für einen weiten Bereich von Einspritzdrücken und -mengen verglichen. Folgende Abbildung A.5 zeigt diesen Vergleich der Eindringtiefe der Einspritzstrahlen zwischen Messung aus der Einspritzkammer und der Simulation. Die Strahlen konnten über einen weiten Bereich für die jeweiligen Kraftstoffdrücke kalibriert werden.

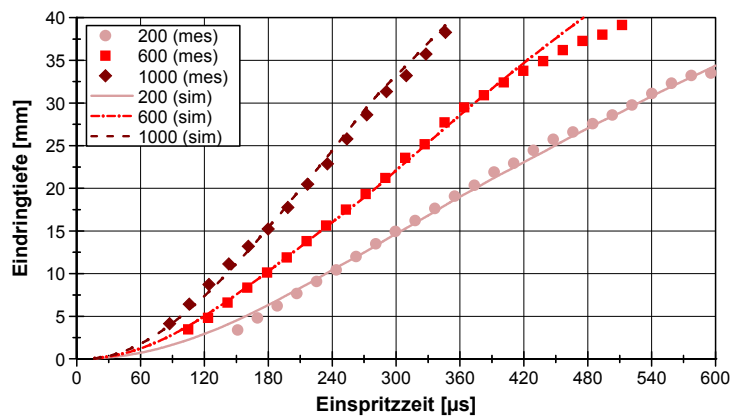


Abbildung A.5: Eindringtiefe Messung - Simulation für verschiedene Kraftstoffdrücke

Beispielhaft ist in der folgenden Abbildung A.6 für einen Kraftstoffdruck von 600 bar der optische Vergleich von Spraybildern und Simulation über den Einspritzvorgang dargestellt. Mittels verschiedenster Kalibrationsparameter (siehe 5 konnte das Spray gut nachgebildet werden.

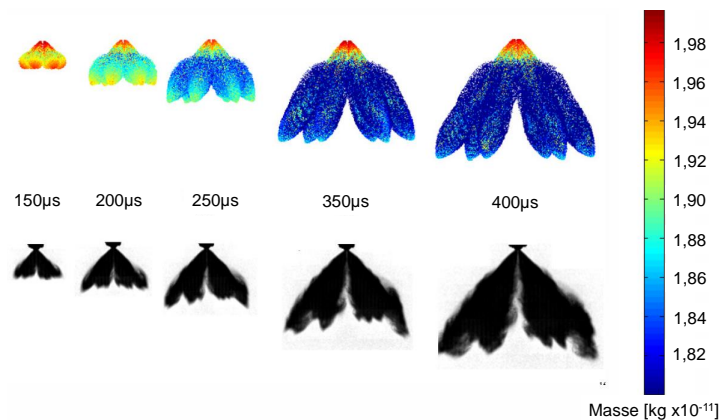


Abbildung A.6: Spraybild Messung - Simulation für pKr: 600 bar

Literatur

- [1] R. G. Abdel-Gayed, D. Bradley und M. Lawes: » Turbulent Burning velocities: a general correlation in terms of straining rates«. *Proc. of the Royal Society of London* 414.1847 (1987).
- [2] I. E. Agency (Juli 2012). URL: <http://www.slideshare.net/internationalenergyagency/biofuels-and-transport-futures-iaa-views-to-2015-2030-2050>.
- [3] T. Alger, J. Gingrich, B. Mangold, C. Roberts, M. Sellnau und A. Scaff: » A High Energy Continuous Discharge Ignition System for Dilute Engine Applications«. *Advanced Ignition Systems for Gasoline Engines - Berlin* (Hrsg. Kratsch, M.; Günther, M) (2012).
- [4] F. Altschmidt, H. Gildein, N. Laudenbach, U. Schaupp und A. Waltner: » Das Strahlgeführte Mercedes Benz Brennverfahren - Nicht nur für den Schichtbetrieb entwickelt«. *Diesel- und Benzindirekteinspritzung VII - Berlin* (Hrsg. Tschöke, H.) Haus der Technik Fachbuch 128 (2012).
- [5] F. A. Ayala und J. B. Heywood: » Lean SI Engines: the Role of Combustion Variability in Defining Lean Limits«. *SAE Technical Paper* 2007-24-0030 (2007).
- [6] A. Bahr: » Toyota Carina '90 mit neuem Magermix-Motor und geregelterm Dreiwegekatalysator«. *MTZ Motortechnische Zeitschrift* 07/90 (1990).
- [7] R. van Basshuysen: » Ottomotor mit Direkteinspritzung«. 2. Auflage, Vieweg und Teubner, Wiesbaden (2008).
- [8] R. van Basshuysen und F. Schäfer: » Handbuch Verbrennungsmotor«. 2. Auflage, Vieweg Verlag, Braunschweig, Wiesbaden (2002).
- [9] F. Berndt, G. Rottenkolber, R. Herweg, D. Haase und T. Dieler: » Lean burn combustion for gasoline engines: potential of high frequency ignition and high pressure injection«. 13. Internationales Stuttgarter Symposium (2013).
- [10] L. Bernstein u. a.: » Climate Change 2007: Synthesis Report«. IPCC, Geneva (2007). URL: http://www.ipcc.ch/pdf/assessment-report/ar4/syr/ar4_syr.pdf.

- [11] O. P. Bhardwaj, B. Holderbaum, A. Kolbeck, T. Körfer und B. Lüers: » Innovative, combined systems with SCR for upcoming stringent emission standards in US and EU«. *13. Internationales Stuttgarter Symposium* (2013).
- [12] O. Boecker, P. Heuser, J. King und A. Greaney: » Next Generation of Highly Turbocharged DI Gasoline Engines with Multiple Injections and High EGR Rates«. *21. Aachener Kolloquium für Fahrzeug- und Motorentechnik* (2012).
- [13] K. Boulouchos: » Entflammung und Energieumsetzung im fremdgezündeten Motor durch Temperaturgesteuerte Oberflächen«. *Dissertation, Eidgenössische Technische Hochschule Zürich* (1984).
- [14] W. R. Brandstetter, G. Decker und K. Reichel: » The Water-Cooled Volkswagen PCI-Stratified Charge Engine«. *SAE Technical Paper 750869* (1975).
- [15] W. Brandstetter: » The Volkswagen Lean Burn PC-Engine Concept«. *SAE Technical Paper 800456* (1980).
- [16] E. Breitmaier und G. Jung: » Organische Chemie«. *Georg Thieme Verlag, Stuttgart* (2012).
- [17] S. Buri, S. Busch, H. Kubach und U. Spicher: » High Injection Pressures at the Upper Load Limit of Stratified Operation in a DISI Engine«. *SAE Technical Paper 2009-01-2657* (2009).
- [18] S. Buri: » Untersuchungen des Potentials von Einspritzdrücken bis 1000bar in einem Ottomotor mit Direkteinspritzung und strahlgeführtem Brennverfahren«. *Dissertation, Universität Karlsruhe* (2011).
- [19] CD-Adapco: » Star CD - Methology 4.14«. *Benutzerhandbuch* (2010).
- [20] V. Crastan: » Elektrische Energieversorgung 1«. *3. Auflage, Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, Dordrecht, New York* (2012).
- [21] G. Damköhler: » Der Einfluss der Turbulenz auf die Flammengeschwindigkeit in Gasgemischen«. *Zeitschrift für Elektrochemie und physikalische Chemie* 46 (1940).
- [22] M. Davy, R. Evans und A. Mezo: » The Ultra Lean Burn Partially Stratified Charge Natural Gas Engine«. *SAE Technical Paper 2009-24-0115* (2009).
- [23] EU: » Europäische Union Verordnung (EU) Nr. 459/2012«. *Amtsblatt*, (September 2012). URL: <http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=OJ:L:2012:142:0016:0024:de:PDF>.

-
- [24] A. Eichhorn, D. Lejsek, P. Jochmann und A. Kufferath: » Auslegung von Ladungswechsel und Spraytargeting für einen aufgeladenen 2-Zylinder-Ottomotor mit Benzindirekteinspritzung«. *14. MTZ Fachtagung - Virtual Powertrain Creation* (2012).
- [25] H. Eichlseder, M. Klütting und W. F. Piock: » Grundlagen und Technologien des Ottomotors«. *Springer Verlag*, Wien, New York (2008).
- [26] P. Eilts, J. Dyckmans, S. Arndt, T. Raatz und R. Grzeszik: » Laseroptische Untersuchungen zur Gemischbildung und Verbrennung von Alkoholen als alternativer Kraftstoff bei der Benzindirekteinspritzung«. *Diesel- und Benzin-direkteinspritzung VI - Berlin (Hrsg. Tschöke, H.)* Haus der Technik Fachbuch 116 (2010).
- [27] G. Elsässer: » Experimentelle Untersuchungen und numerische Modellierung der freien Kraftstoffstrahlausbreitung und Wandinteraktion unter motorischen Randbedingungen«. *Dissertation, Universität Karlsruhe* (2001).
- [28] J. Fischer: » Einfluss variabler Einlassströmung auf zyklische Schwankungen bei Benzin-Direkteinspritzung«. *Dissertation, Universität Karlsruhe* (2004).
- [29] M. Fischer, M. Günther, K. Röpke, M. Lindemann und R. Placzek: » Klopferkennung im Ottomotor Neue Tools und Methoden in der Serienentwicklung«. *MTZ Motortechnische Zeitschrift* 3/03 (2003).
- [30] P. D. Freen: » System and method for generating and sustaining a Corona electric discharge for igniting a combustible gaseous mixture«. *Patentschrift, Vereinigte Staaten*, US 6883507 B2 (2005).
- [31] J. Fröhlich: » Large Eddy Simulation turbulenter Strömungen«. *1. Auflage, Teubner Verlag*, Wiesbaden (2006).
- [32] J. Ganser, H. Blaxill und A. Cairns: » Hochlast AGR am turboaufgeladenen Ottomotor«. *MTZ Motortechnische Zeitschrift* 07/08 (2007).
- [33] I. Gilles-Birth: » Optische Untersuchung der Düseninnenströmung von Sitzlochinjektoren für die Benzindirekteinspritzung«. *Dissertation, Universität Karlsruhe* (2008).
- [34] L. Gülder: » Correlations of Laminar Combustion Data for Alternative S.I. Engine Fuels«. *SAE Technical Paper* 841000 (1984).
- [35] S. GmbH (Juli 2012). URL: <http://de.statista.com/statistik/daten>.
- [36] M. Günther, S. Nicklitsch, R. Tröger und M. Adolf: » Optimizing the Spark Position while allowing for the effect of In-Cylinder flow«. *Advanced Ignition Systems for Gasoline Engines - Berlin (Hrsg. Kratsch, M.; Günther, M)* (2012).

- [37] M. Günther, R. Tröger, S. Nicklitsch, M. Adolf und S. Bohne: » Design Criteria for the use of Corona Ignition Systems in Combustion Engines«. *Advanced Ignition Systems for Gasoline Engines - Berlin* (Hrsg. Kratsch, M.; Günther, M) (2012).
- [38] R. Golloch: » Downsizing bei Verbrennungsmotoren«. *Springer Verlag*, Berlin, Heidelberg, New York (2005).
- [39] J. Graf, T. Lauer, B. Geringer und H. Rottengruber: » Innovative Ignition Systems for Highly-Supercharged Downsized Engines«. *Advanced Ignition Systems for Gasoline Engines - Berlin* (Hrsg. Kratsch, M.; Günther, M) (2012).
- [40] B. Grandin und H.-E. Ångström: » Replacing Fuel Enrichment in a Turbo Charged SI Engine: Lean Burn or Cooled EGR«. *SAE Technical Paper* 1999-01-3505 (1999).
- [41] C. Hampe, U. Spicher, H. Kuhbach, G. Rixecker und S. Bohne: » Untersuchungen von Zündprozessen mit Hochfrequenzzündung«. *11. Tagung: Motorische Verbrennung - aktuelle Probleme und moderne Lösungsansätze* (2013).
- [42] G. Heider: » Rechenmodell zur Vorrausberechnung der NO-Emissionen von Dieselmotoren«. *Dissertation, Technische Universität München* (1996).
- [43] C. Heinz: » Untersuchung eines Vorkammerzündkonzepts für Großgasmotoren in einer Hochdruckzelle mit repetierender Verbrennung«. *Dissertation, Technische Universität München* (2011).
- [44] C. Heinz, S. Kammerstätter und T. Sattelmayer: » Vorkammerzündkonzepte für stationär betriebene Großgasmotoren«. *MTZ Motortechnische Zeitschrift* Band 73/01 (2012).
- [45] V. Heise, P. Farah, H. Husted und E. Wolf: » High Frequency Ignition System for Gasoline Direct Injection Engines«. *SAE Technical Paper* 2011-01-1223 (2011).
- [46] A. Hermann: » Modellbildung für die 3D-Simulation der Gemischbildung und Verbrennung in Ottomotoren mit Benzin-Direkteinspritzung«. *Dissertation, Universität Karlsruhe* (2008).
- [47] H.-O. Herrmann, R. Herweg, G. Karl, M. Pfau und M. Stelter: » Einsatz der Benzin-Direkteinspritzung in Motoren mit homogen-kompressionsgezündeter Verbr«. *Direkteinspritzung im Ottomotor V - Essen* (Hrsg. Spicher, U.) Haus der Technik Fachbuch 128 (2005).

-
- [48] K. Herrmann: » Strömung, Flammencharakterisierung und Stickoxid-Bildung in turbulenten vorgemischten Flammen«. *Dissertation, Eidgenössische Technische Hochschule Zürich* (2002).
- [49] R. Herweg: » Die Entflammung brennbarer, turbulenter Gemische durch elektrische Zündanlagen - Bildung von Flammenkernen -«. *Dissertation, Universität Stuttgart* (1992).
- [50] R. Herweg, G. Karl, D. Haase und T. Dieler: » Ignition System Requirements for Future Combustion Systems«. *Advanced Ignition Systems for Gasoline Engines - Berlin* (Hrsg. Kratsch, M.; Günther, M) (2012).
- [51] J. B. Heywood: » Internal combustion engine fundamentals«. *McGraw-Hill*, New York (1988).
- [52] H. Hiereth und P. Prenninger: » Aufladung der Verbrennungskraftmaschine – Der Fahrzeugantrieb«. *Springer Verlag*, Wien, New York (2003).
- [53] J. Hillard und G. Springer: » Road Vehicles Powered by Spark Ignition Engines«. *3. Auflage, Plenum Press*, New York (1984).
- [54] J. Hiltner und M. Flory: » Performance of lean burn and stoichiometric gas compression engines«. *MTZ Motortechnische Zeitschrift - industrial* Band 73/03 (2012).
- [55] T. Hinterholzer: » Der Durchschlag in SF₆ unter Einfluss der Raumladungsstabilisierung«. *Dissertation, Technische Universität München* (2002).
- [56] M. van der Hoeven: » CO₂ Emissions from fuel combustion«. *International Energy Agency*, Paris (2012). URL: <http://www.iea.org/co2highlights/co2highlights.pdf>.
- [57] F. Holzer: » Oxidation von organischen Verbindungen unter Nutzung von porösen und unporösen Feststoffen im nichtthermischen Plasma«. *Dissertation, Martin-Luther-Universität Halle-Wittenberg* (2003).
- [58] M. Hopp: » Untersuchung der Rußoxidation unter dieselmotorischen Randbedingungen«. *Dissertation, RWTH Aachen* (2001).
- [59] G. Janzen: » Plasmatechnik«. *Hüthig Verlag*, Heidelberg (1992).
- [60] F. Joos: » Technische Verbrennung - Verbrennungstechnik, Verbrennungsmodellierung, Emissionen«. *Springer Verlag*, Berlin, Heidelberg, New York (2006).
- [61] R. W. D. Jürgen Warnatz Ulrich Maas: » Verbrennung«. *3. Auflage, Springer Verlag*, Berlin, Heidelberg, New York (2001).

- [62] A. Küchler: » Hochspannungstechnik«. 3. Auflage, Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, Dordrecht, New York (2009).
- [63] M. Kettner, J. Fischer, A. Nauwerck, J. Tribulowski, U. Spicher, A. Velji, D. Kuhnert und R. Latsch: » The BPI Flame Jet Concept to Improve the Inflammation of Lean Burn Spark Ignited Engines«. *SAE Technical Paper* 2011-01-1223 (2003).
- [64] A. von Keudell: » Einführung in die Plasmaphysik II: Niedertemperaturplasmen«. *Vorlesungsmanuskript* (2012).
- [65] W. Kleinschmidt: » Untersuchung des Arbeitsprozesses und der NO-, NO₂- und CO-Bildung in Ottomotoren«. *Dissertation, RWTH Aachen* (1974).
- [66] A. Kneifel, S. Buri, A. Velji, U. Spicher, J. Pape und M. Sens: » Investigations on Supercharging Stratified Part Load in a Spray-Guided DI SI Engine«. *SAE Technical Paper* 2008-01-0143 (2008).
- [67] A. Kneifel: » Hochdruckeinspritzung als Möglichkeit zur Kraftstoffverbrauchs- und Abgasemissionsreduzierung bei einem Ottomotor mit strahlgeführten Brennvorfahren«. *Dissertation, Universität Karlsruhe* (2008).
- [68] M. Kratzsch, M. Günther, S. Nicklitzsch und M. Medicke: » Der Qualitäts-geregelte Ottomotor – ein konsequenter Weg mit Zukunftspotenzialen«. 32. *Internationales Wiener Motorensymposium* (2011).
- [69] E. Kraus: » Simulation der vorgemischten Verbrennung in einem realen Motor mit dem Level-Set-Ansatz«. *Dissertation, Universität Tübingen* (2007).
- [70] C. Krausgrill: » Messung und Bewertung der Zylinderinnenströmung am Ottomotor«. *Dissertation, Technische Universität Darmstadt* (1999).
- [71] H. Kubach, K. Mayer und U. Spicher: » Untersuchungen zur Realisierung einer rußarmen Verbrennung bei Benzin-Direkteinspritzung«. *Statusbericht Programm Lebensgrundlage Umwelt und ihre Sicherung (BWPLUS9) Förderkennzeichen PEF 398004* (2001).
- [72] T. Lauer: » Einfluss der Ladungsbewegung auf Gemischbildung und Entzündung bei Ottomotoren mit homogenen Brennvorfahren«. *Dissertation, Technische Universität Wien* (2007).
- [73] G. A. Lavoie: » Correlations of Combustion Data for S. I. Engine Calculations - Laminar Flame Speed, Quench Distance and Global Reaction Rates«. *SAE Technical Paper* 780229 (1978).
- [74] P. Lückert, G. Doll, N. Merdes, A. Waltner und T. Eder: » Die Schwerpunkte der Otto-Motoren-Entwicklung von Mercedes-Benz«. 19. *Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik* (2010).

-
- [75] P. Lückert, A. Waltner, E. Rau, G. Vent und U. Schaupp: » Der neue V6-Ottomotor mit Direkteinspritzung von Mercedes-Benz«. *MTZ Motortechnische Zeitschrift* Band 67/11 (2006).
- [76] J. Li, R. D. Matthews, R. H. Stanglmeier, C. E. Roberts und R. W. Anderson: » Further Experiments on the Effects of In-Cylinder Wall Wetting on HC-Emission from direkt Injection Gasoline Engines«. *SAE Technical Paper* 1999-01-3661 (1999).
- [77] B. Mahr, H. Blaxill und W. Attard: » Einsatz und Potential einer extrem abgemagerten, homogenen Verbrennung zur Reduzierung der NOx-Emissionen und des Kraftstoffverbrauchs«. *33. Internationales Wiener Symposium* (2012).
- [78] R. Marohn, T. Kwast, T. Rölle und K. Behnk: » Neue Möglichkeiten in der Entwicklung von Dieseleinspritzsystemen durch den Einsatz des Einspritzsystems Injection Analyzer«. *Diesel- und Benzindirekteinspritzung III - Berlin (Hrsg. Tschöke, H.)* Haus der Technik Fachbuch Nr. 40 (2004).
- [79] R. Matthews und Y.-W. Chin: » A Fractal-Based SI Engine Model: Comparisons of Predictions with Experimental Data«. *SAE Technical Paper* 910079 (1991).
- [80] G. P. Merker und C. Schwarz: » Grundlagen Verbrennungsmotoren Simulation der Gemischbildung, Verbrennung, Schadstoffbildung und Aufladung«. 4. Auflage, *Vieweg und Teubner*, Wiesbaden (2009).
- [81] M. Metghalchi und J. C. Keck: » Burning Velocities of Mixtures of Air with Methanol, Isooctane, and Indolene at High Pressure and Temperature«. *Combustion and Flame* 48 (1982).
- [82] B.-J. Meyer, M. Pöhler, G. Staupendahl, M. Wensing, T. Vogel, M. Lutz, G. Rottenkolber, C. Spang und F. Berndt: » Neues CO₂ Laserbohrverfahren für Dieseleinspritzdüsen: Alternative Lochgeometrien und die Auswirkungen auf Spray, Gemischbildung und Verbrennung«. *Diesel- und Benzindirekteinspritzung VII - Berlin (Hrsg. Tschöke, H.)* Haus der Technik Fachbuch 128 (2012).
- [83] M. Meywerk: » CAE-Methoden in der Fahrzeugtechnik«. 1. Auflage, *Springer Verlag*, Berlin, Heidelberg (2007).
- [84] C. Mühlhan: » Plasmaaktivierung von Polypropylenoberflächen zur Optimierung von Klebverbunden mit Cyanacrylat Klebstoffen im Hinblick auf die mechanischen Eigenschaften«. *Dissertation, Gerhard-Mercator-Universität-Gesamthochschule Duisburg* (2002).

- [85] A. Nauwerck, J. Pfeil, A. Velji, U. Spicher und B. Richter: » A Basic Experimental Study of Gasoline Direct Injection at Significantly High Injection Pressures«. *SAE Technical Paper* 2005-01-0098 (2005).
- [86] A. Nauwerck: » Untersuchung der Gemischbildung in Ottomotoren mit Direkteinspritzung bei strahlgeführtem Brennverfahren«. *Dissertation, Universität Karlsruhe* (2006).
- [87] H. Nitschke, A. Grote, F. Thiele und M. Frambourg: » Quo vadis ignition - Evolution or Revolution? A study from the thermodynamic perspective«. *Advanced Ignition Systems for Gasoline Engines - Berlin* (Hrsg. Kratsch, M.; Günther, M) (2012).
- [88] S. Nogawa, K. Nakata und A. Mohammadi: » Effect of Ignition on Combustion«. *Advanced Ignition Systems for Gasoline Engines - Berlin* (Hrsg. Kratsch, M.; Günther, M) (2012).
- [89] H. Oda, Y. Morita, T. Fujishima und M. Marubara: » Investigation of High-Compression lean burn engine«. *SAE Technical Paper* 871215 (1988).
- [90] W. Ohnesorge: » Bildung von Tropfen an Düsen und die Auflösung flüssiger Strahlen«. *Zeitschrift für angewandte Mathematik und Mechanik* Bd. 16 (1936).
- [91] J. G. Olivier, G. Janssens-Maenhout und J. A. Peters: » Trends in global co2 emissions 2012 Report«. *PBL Netherlands Environmental Assessment Agency, Institute for Environment and Sustainability, Den Haag* (2012). URL: <http://edgar.jrc.ec.europa.eu/CO2REPORT2012.pdf>.
- [92] J. Pan, C. Sheppard, A. Tindall, S. Pennington und J. Ware: » End Gas Inhomogeneity, Autoignition and Knock«. *SAE Technical Paper* 982616 (1998).
- [93] F. Paschen: » Über die zum Funkenübergang in Luft, Wasserstoff und Kohlensäure bei verschiedenen Drücken erforderliche Potentialdifferenz«. *Annalen der Physik* 273 (1889).
- [94] N. Peters: » Laminar Flamelet Concepts in Turbulent Combustion«. *21st International Symposium on Combustion* (1986).
- [95] R. Pischinger, M. Kell und T. Sams: » Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine«. 3. Auflage, *Springer Verlag*, Wien, New York (2009).
- [96] S. Pischinger: » Verbrennungsmotoren«. *Vorlesungsmanuskript 1+2 RWTH Aachen* (2000).
- [97] K. Rieß: » Plasmamodifizierung von Polyethylen«. *Dissertation, Martin-Luther-Universität Halle Wittenberg* (2001).

-
- [98] G. Rixecker, S. Bohne, M. Adolf, M. Becker, M. Trump und M. Bargende: » The High Frequency Ignition System Eco Flash«. *Advanced Ignition Systems for Gasoline Engines - Berlin (Hrsg. Kratsch, M.; Günther, M)* (2012).
- [99] M. Rothe, K.-M. Han und U. Spicher: » Untersuchungen zur Ursache für Extremklopfen bei Ottomotoren mit Direkteinspritzung«. *15. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik* (2006).
- [100] J. C. Rotta: » Turbulente Strömungen«. *8 "Göttinger Klassiker der Strömungsmechanik", Universitätsverlag Göttingen, Göttingen* (2010).
- [101] G. Rottenkolber: » Ottomotoren im Kaltstart: Laseroptische Messverfahren zur Charakterisierung des Kraftstofftransports«. *Dissertation, Universität Karlsruhe* (2001).
- [102] D. Sabathil: » Beitrag zur NOx - Simulation eines Ottomotors im Instationärbetrieb«. *Dissertation, Universität Magdeburg* (2010).
- [103] F. Sarikoc, M. Kettner, A. Velji, U. Spicher, A. Krause und A. Elsaesser: » Potential of Reducing the NOx Emissions in a Spray Guided DI Gasoline Engine by Stratified Exhaust Gas Recirculation (EGR)«. *SAE Technical Paper 2006-01-1261* (2006).
- [104] N. Satoh, H. Ohno und T. Nakatsuji: » Ein SCR NOx-Reduktionssystem für Mager- und Fettbetrieb mit Ammoniakspeicher«. *15. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik* (2006).
- [105] K. O. Schallaböck, M. Fishedick, B. Brouns, H.-J. Luhmann, F. Merten, H. E. Ott, A. Pastowski und J. Venjakob: » Klimawirksame Emissionen des PKW-Verkehrs und Bewertung von Minderungsstrategien«. *Wuppertal Institut für Klima, Umwelt und Energie GmbH, Wuppertal Spezial 34, Wuppertal* (2006).
- [106] U. Schaupp, D. Bertsch, H. Winter, R. Schaub, H. Kretschmer und H. Ott: » Thermodynamisches Potenzial strahlgeführter Verbrennungssysteme bei Nutzung eines Mehrfachzündsystems (MSI)«. *18. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik* (2009).
- [107] U. Schaupp, D. Bertsch, H. Winter, R. Schaub und W. Schmolla: » Thermodynamisches Potenzial beim strahlgeführten Brennverfahren für Ottomotoren bei Mercedes-Benz«. *16. Aachener Kolloquium für Fahrzeug- und Motorentechnik* (2007).

- [108] M. Schenk, M. Feßler, H. Rottengruber und H. Fischer: » Vergleich der thermodynamischen Potenziale alternativer Zündsysteme für ottomotorische Brennverfahren«. *10. Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik - Baden Baden* (2012).
- [109] D. Schöppe, S. Zülch, M. Hardy, D. Geurts, R. W. Jorach und N. Baker: » Common-Rail Einspritzung mit Direct-Acting-Injektor von Delphi«. *MTZ Motortechnische Zeitschrift* Band 69/08 (2008).
- [110] D. Schubert: » 3D-CFD Simulation on the Spray Development in a High Pressure gasoline Direct Injection system«. *Masterthesis, Hochschule Esslingen* (2012).
- [111] F. Schumann, S. Buri, H. Kuhbach, U. Spicher und M. Hall: » Untersuchung zur Partikelemission bei Benzin-Direkteinspritzung mit Einspritzdrücken bis 1000 bar«. *19. Aachener Kolloquium für Fahrzeug und Motorentechnik* (2010).
- [112] F. Schumann, H. Kuhbach und U. Spicher: » Katalysatorheizen beim Ottomotor mit Benzin-Direkteinspritzung und Einspritzdrücken bis 800 bar«. *Diesel- und Benzindirekteinspritzung VII - Berlin (Hrsg. Tschöke, H.)* Haus der Technik Fachbuch 128 (2012).
- [113] T. Shiraishi: » Possibility of the new Ignition System using the low Temperature Plasma having dual Functions of strengthening Ignition for SI Combustion and promoting and controlling Autoignition of HCCI Combustion«. *Advanced Ignition Systems for Gasoline Engines - Berlin (Hrsg. Kratsch, M.; Günter, M)* (2012).
- [114] A. Siedentop, A. Bradenstahl, J. Schech, A. Wiebe und P. Eilts: » Konzeptstudien eines kleinvolumigen Otto-DI-Motors mit unterschiedlichen Injektionspositionen mittels CAE-Tools«. *Diesel- und Benzindirekteinspritzung VII - Berlin (Hrsg. Tschöke, H.)* Haus der Technik Fachbuch 128 (2012).
- [115] U. Spicher: » Analyse der Effizienz zukünftiger Antriebssysteme für die individuelle Mobilität«. *MTZ Motortechnische Zeitschrift* Band 73/02 (2012).
- [116] U. Spicher: » Direkteinspritzung im Ottomotor VI«. *Haus der Technik Fachbuch 84, Expert Verlag, Renningen* (2007).
- [117] D. Surek und S. Stempin: » Angewandte Strömungsmechanik«. *1. Auflage, Teubner Verlag* (2007).
- [118] G. Tippelmann: » Räumlicher Drallmesser für Drall- und Tumblemessung«. *MTZ Motortechnische Zeitschrift* 06/97 (1997).

-
- [119] S. E. Trautwein, A. Grudno und G. Adomeit: » Optische Untersuchung der turbulenten Flammenausbreitung in einem Einhubtriebwerk«. *Sonderforschungsbereich 224 der RWTH Aachen* (1988).
- [120] O. Tremmel: » Potenziale variabler Einspritzsysteme für die Benzin Direkteinspritzung«. *Dissertation, Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover* (2007).
- [121] Umweltbundesamt (Juli 2012). URL: <http://www.umweltbundesamt-daten-zur-umwelt.de>.
- [122] VDI-Gesellschaft-Fahrzeugtechnik: » Magerbetrieb beim Ottomotor - Lean Burn Engines«. *VDI Berichte 578, VDI Verlag* (1985).
- [123] A. Waltner, F. Altenschmidt, T. Kaiser, T. Reck, U. Schaupp und R. Wunsch: » BlueDIRECT - the future of SI Engines at Mercedes Benz«. *13. Internationales Stuttgarter Symposium* (2013).
- [124] F. Weberbauer, M. Rauscher, A. Kulzer, M. Knopf und M. Bargende: » Allgemein gültige Verlustteilung für neue Brennverfahren«. *MTZ Motortechnische Zeitschrift* 2/05 (2005).
- [125] Weltklimarat (Juli 2012). URL: http://ipcc.ch/publications_and_data/ar4/syr/en/contents.html.
- [126] R. Wunsch, C. Schön, G. Vent, R. Hoyer, D. Dufour und S. Eckhoff: » Exhaust Gas Aftertreatment for BlueDIRECT Gasoline Engines with Lean Combustion – Potential for Future Applications«. *21. Aachener Kolloquium für Fahrzeug- und Motorentechnik* (2012).
- [127] R. Wurms: » Einfluss Einlassseitig erzeugter Ladungsbewegung auf das Betriebsverhalten von Vierventil-Ottomotoren«. *Dissertation, RWTH Aachen* (1994).
- [128] C. Yu, T. Kim, Y. Yi, J. Lee, S. Noh und K. Choi: » Development of KMC 2.4L Lean Burn Engine«. *SAE Technical Paper 950685* (1995).
- [129] F. Zacharias: » Gasmotoren«. *1. Auflage, Vogel Verlag, Würzburg* (2001).
- [130] K. Zeilinger und G. Zitzler: » Magerkonzept Gasmotoren«. *Forschungsbericht der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V. (FVV) - Heft Nr. 751* (2003).
- [131] K. Zeilinger und G. Zitzler: » Vorausberechnung der Brennverläufe von Gasmotoren«. *MTZ Motortechnische Zeitschrift* 12/03 (2003).